



Grado en Ingeniería Mecánica 2017/2018

Trabajo Fin de Grado

ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE LAS ÓRBITAS DE UN EJE FISURADO GIRATORIO.

Departamento Ingeniería Mecánica

Patricia Alonso Pinilla

Tutora:
Laura Montero García

Leganés, Junio 2018

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar quisiera agradecer a mi tutora Laura, por su tiempo, paciencia y apoyo en todo momento. Gracias por estar siempre disponible para cualquier duda que he tenido en estos meses.

A Borja, por brindarme su ayuda, sin ti este proyecto no habría existido. Siempre te estaré agradecida.

Dar las gracias a mis amigos por todos los momentos vividos, buenos y malos, en estos años, los días enteros en la planta 2, los agobios compartidos, las sobremesas, entre muchas otras vivencias. Sin vosotros, todo habría sido más duro y aburrido.

Y por último a mi familia, a mis padres por apoyarme y creer en mí. Y en especial a mi hermana Carla, por todas las horas que me ha dedicado, sus consejos y los descansos juntas. No puedo tener un referente mejor que tú. Muchas gracias.

Resumen.

La existencia de fisuras en los ejes rotatorios y su propagación es la causa principal de fallo en los elementos mecánicos dentro de la industria. Para conseguir que las máquinas rotativas tengan una vida útil lo más larga posible es fundamental anticiparse a la rotura del eje, esto se consigue realizando un mantenimiento predictivo.

En el presente trabajo se realiza un estudio experimental a partir de los desplazamientos de las fisuras en ejes rotatorios. Se analizan ocho ejes con diferentes profundidades de fisura (α), y un mismo ángulo de excentricidad ($\theta=0^\circ$). Con el objetivo de comprobar si es posible obtener el valor exacto de la velocidad crítica a través del análisis del perímetro de las órbitas. Se analizan los resultados de las velocidades cercanas a $\frac{1}{2}\omega_c$, $\frac{1}{3}\omega_c$ y $\frac{1}{4}\omega_c$. Estas velocidades son las utilizadas en los análisis que estudian el comportamiento de los ejes fisurados.

A la vista de los resultados obtenidos en este proyecto se puede confirmar que los perímetros de las órbitas que pertenecen a los valores de las velocidades subcríticas son mayores que los valores de las velocidades vecinas. Por lo tanto, es posible obtener el valor exacto de la velocidad crítica.

Palabras clave: eje, rotor, fisura, órbita, perímetro, Jeffcott Rotor, profundidad de fisura.

Abstract

The existence of cracks in the rotating shaft and their propagation is the main cause of the failure in the mechanical elements within the industry. To ensure that the rotating machines have a longer service life, it is essential to anticipate the breakage of the shaft, this can be done predictive maintenance.

In the present work, an experimental study is made from the displacements of the fissures in rotating shaft. Eight shaft are analyzed with different fissure depths (α), and the same eccentricity angle ($\theta=0^\circ$). In order to verify if it is possible to obtain the exact value of the critical speed through the analysis of the perimeter of the orbits. The results of the velocities close to $\frac{1}{2}\omega_c$, $\frac{1}{3}\omega_c$ and $\frac{1}{4}\omega_c$. are analyzed. These measures are those used in the analyzes that study the behavior of the fissured shaft.

In view of the results obtained in this project it can be confirmed that the parameters of the orbits that belong to the values of the velocities are smaller than the values of the neighboring velocities. Therefore, it is possible to obtain the exact value of the critical speed.

Glosario.

- α = Profundidad de fisura.
- Ω = Velocidad de giro.
- θ = Ángulo de excentricidad.
- ω_c = Velocidad crítica.
- ω_n = Velocidad natural.
- u_e = distancia entre el centro de masas y el centro geométrico.
- m_e = Masa excéntrica.

ÍNDICE

Resumen.....	1
Abstract	2
Glosario.....	3
Índice de figuras.	7
Índice de tablas.	11
<i>Capítulo 1. Introducción.....</i>	<i>13</i>
1.1 MOTIVACIÓN.....	13
1.2 OBJETIVOS.....	14
1.3 CONTENIDO.....	14
<i>Capítulo 2. Antecedentes.</i>	<i>15</i>
2.1 LA ROTODINÁMICA.....	15
2.2 EVOLUCIÓN DE LA ROTODINÁMICA.....	16
2.3 ROTOR DE JEFFCOTT.....	18
2.4 TIPOS DE DEFECTOS.....	19
2.5 MANTENIMIENTO.....	21
2.6 ÓRBITAS.....	23
2.7 TRANSFORMADA RÁPIDA DE FOURIER (FFT).....	27
<i>Capítulo 3. Entorno Socio-Económico.</i>	<i>29</i>
<i>Capítulo 4. Marco Regulador.</i>	<i>31</i>
<i>Capítulo 5. Método experimental.</i>	<i>33</i>
5.1 CARACTERÍSTICAS DEL MÉTODO EXPERIMENTAL.....	33
5.2 PLANIFICACIÓN DEL ESTUDIO.....	37
5.3 METODOLOGÍA DE ANÁLISIS.....	39
5.4 PROBLEMAS AL REALIZAR EL ANÁLISIS.....	42
<i>Capítulo 6. Resultados.....</i>	<i>45</i>
6.1 VELOCIDAD CRÍTICA.....	45
6.1.1 PROFUNDIDAD DE FISURA $\alpha=0,00$	46
6.1.2 PROFUNDIDAD DE FISURA $\alpha=0,10$	50
6.1.3 PROFUNDIDAD DE FISURA $\alpha=0,15$	53
6.1.4 PROFUNDIDAD DE FISURA $\alpha=0,20$	56
6.1.5 PROFUNDIDAD DE FISURA $\alpha=0,25$	59

6.1.6 PROFUNDIDAD DE FISURA $\alpha=0,30$	62
6.1.7 PROFUNDIDAD DE FISURA $\alpha=0,35$	65
6.1.8 PROFUNDIDAD DE FISURA $\alpha=0,40$	69
6.1.9 RESULTADOS DE VELOCIDADES CRÍTICAS.....	72
6.2 INDICADORES DE PROPAGACIÓN DE FISURA	74
<i>Capítulo 7. Conclusiones y trabajos futuros.</i>	<i>77</i>
7.1 CONCLUSIONES.....	77
7.2 TRABAJOS FUTUROS.....	78
<i>Capítulo 8. Presupuesto y Diagrama de Gantt.</i>	<i>79</i>
8.1 PRESUPUESTO.....	79
8.2 DIAGRAMA DE GANTT.....	80
<i>Capítulo 9. Bibliografía.....</i>	<i>81</i>

Índice de figuras.

Figura 1. Eje de una turbina industrial [2].	15
Figura 2. Modelo Rankine Rotor [5].	16
Figura 3. Esquema del conjunto del rotor de Jeffcott [13].	18
Figura 4. Modelo de Jeffcott Rotor [12].	18
Figura 5. Desequilibrio en el Modelo Jeffcott Rotor [5].	19
Figura 6. Esquema del Modelo Jeffcott Rotor con el eje fisurado [5].	20
Figura 7. Ejemplo de mantenimiento predictivo en una máquina [25].	21
Figura 8. Órbita alrededor de $\frac{1}{2}\omega_c$.	23
Figura 9. Órbitas a diferentes velocidades de giro [30].	24
Figura 10. Resultados de órbitas alrededor de $\frac{1}{2}\omega_c$, 1[9], 2[27], 3[29], 4[26], 5[28], 6[5].	24
Figura 11. Resultados de órbitas alrededor de $\frac{1}{3}\omega_c$, 1[9], 2[27], 3[29], 4[26], 5[28], 6[5].	25
Figura 12. Resultados de órbitas alrededor de $\frac{1}{4}\omega_c$, 1[10], 2[27], 3[5], 4[26], 5[28].	25
Figura 13. Gráfica FFT, Amplitud vs Frecuencia [5].	27
Figura 14. Banco de ensayos utilizado para ejes giratorios [5].	33
Figura 15. Disposición del eje y los elementos necesarios para la medición [5].	34
Figura 16. Esquema reducido de la composición [5].	35
Figura 17. Posibles posiciones de la masa excéntrica [5].	35
Figura 18. Disposición del eje y el disco y la masa excéntrica [5].	36
Figura 19. FFT Amplitud vs Frecuencia.	38
Figura 20. Órbitas obtenidas con Matlab, a) Con ruido y b) Sin ruido.	39
Figura 21. Esquema del proceso del trabajo.	41
Figura 22. Resultados obtenidos con Matlab.	42
Figura 23. Resultados obtenidos con SolidEdge.	43
Figura 24. Órbita con ruido.	43
Figura 25. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{4}\omega_c \alpha = 0,00$.	46
Figura 26. Órbitas $\frac{1}{4}\omega_c \alpha = 0,00$.	46
Figura 27. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{3}\omega_c \alpha = 0,00$.	48
Figura 28. Órbitas $\frac{1}{3}\omega_c \alpha = 0,00$.	48
Figura 29. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{2}\omega_c \alpha = 0,00$.	49

Figura 30. Órbitas $\alpha = 0,00 \frac{1}{2} \omega_c$	49
Figura 31. Perímetro y gráfica alrededor de $\frac{1}{4} \omega_c \alpha = 0,10$	50
Figura 32. Órbitas $\alpha = 0,10 \frac{1}{4} \omega_c$	50
Figura 33. Perímetro y gráfica alrededor de $\frac{1}{3} \omega_c \alpha = 0,10$	51
Figura 34. Órbitas $\alpha = 0,10 \frac{1}{3} \omega_c$	51
Figura 35. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{2} \omega_c \alpha = 0,10$	52
Figura 36. Órbitas $\alpha = 0,10 \frac{1}{2} \omega_c$	52
Figura 37. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{4} \omega_c \alpha = 0,15$	53
Figura 38. Órbitas $\alpha = 0,15 \frac{1}{4} \omega_c$	53
Figura 39. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{3} \omega_c \alpha = 0,15$	54
Figura 40. Órbitas $\alpha = 0,15 \frac{1}{3} \omega_c$	54
Figura 41. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{2} \omega_c \alpha = 0,15$	55
Figura 42. Órbitas $\alpha = 0,15 \frac{1}{2} \omega_c$	55
Figura 43. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{4} \omega_c \alpha = 0,20$	56
Figura 44. Órbitas $\alpha = 0,20 \frac{1}{4} \omega_c$	56
Figura 45. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{3} \omega_c \alpha = 0,20$	57
Figura 46. Órbitas $\alpha = 0,20 \frac{1}{3} \omega_c$	57
Figura 47. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{2} \omega_c \alpha = 0,20$	58
Figura 48. Órbitas $\alpha = 0,20 \frac{1}{2} \omega_c$	58
Figura 49. Perímetro y gráfica alrededor de $\frac{1}{4} \omega_c \alpha = 0,25$	59
Figura 50. Órbitas $\alpha = 0,25 \frac{1}{4} \omega_c$	59
Figura 51. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{3} \omega_c \alpha = 0,25$	60
Figura 52. Órbitas $\alpha = 0,25 \frac{1}{3} \omega_c$	60
Figura 53. Perímetros y gráficas alrededor de $\frac{1}{2} \omega_c \alpha = 0,25$	61
Figura 54. Órbitas $\alpha = 0,25 \frac{1}{2} \omega_c$	61
Figura 55. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{4} \omega_c \alpha = 0,30$	62
Figura 56. Órbitas $\alpha = 0,30 \frac{1}{4} \omega_c$	62
Figura 57. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{3} \omega_c \alpha = 0,30$	63
Figura 58. Órbitas $\alpha = 0,30 \frac{1}{3} \omega_c$	63
Figura 59. Perímetros y gráficos alrededor de $\frac{1}{2} \omega_c \alpha = 0,30$	64

Figura 60. Órbitas $\alpha = 0,30 \frac{1}{2} \omega_c$	64
Figura 61. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{4} \omega_c \alpha = 0,35$	65
Figura 62. Órbitas $\alpha = 0,35 \frac{1}{4} \omega_c$	65
Figura 63. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{3} \omega_c \alpha = 0,35$	66
Figura 64. Órbitas $\alpha = 0,35 \frac{1}{3} \omega_c$	66
Figura 65. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{2} \omega_c \alpha = 0,35$	67
Figura 66. Órbitas $\alpha = 0,35 \frac{1}{2} \omega_c$	67
Figura 67. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{4} \omega_c \alpha = 0,40$	69
Figura 68. Órbitas $\alpha = 0,40 \frac{1}{4} \omega_c$	69
Figura 69. Perímetros y gráfico alrededor de $\frac{1}{3} \omega_c \alpha = 0,40$	70
Figura 70. Órbitas $\alpha = 0,40 \frac{1}{3} \omega_c$	70
Figura 71. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{2} \omega_c \alpha = 0,40$	71
Figura 72. Órbitas $\alpha = 0,40 \frac{1}{2} \omega_c$	71
Figura 73. Diagrama de Gantt.	80

Índice de tablas.

Tabla 1. Accidentes ferroviarios en España en el siglo XIX.	29
Tabla 2. Accidentes ferroviarios en España en el siglo XX.	29
Tabla 3. Características de los ejes utilizados.	34
Tabla 4. Características de los discos utilizados.	34
Tabla 5. Profundidades de fisura.	35
Tabla 6. Resultados obtenidos con el método FFT.	38
Tabla 7. Resultado de las Velocidades Críticas.	72
Tabla 8. Crecimiento en % del perímetro de las órbitas.	73
Tabla 9. Profundidad de fisura y el perímetro $\frac{1}{2} \omega_c$	74
Tabla 10. Profundidad de fisura y el perímetro $\frac{1}{3} \omega_c$	74
Tabla 11. Profundidad de fisura y el perímetro $\frac{1}{4} \omega_c$	74

Capítulo 1. Introducción.

1.1 MOTIVACIÓN.

En los dos últimos siglos se han producido grandes avances en el campo de la rotodinámica, pero a día de hoy sigue siendo imprescindible continuar con las investigaciones y estudios de este campo. Muchos de los fallos que aparecen en las máquinas rotatorias son causados por la presencia y propagación de fisuras de fatiga, provocando un mal funcionamiento de la máquina, pudiendo acabar en una rotura catastrófica.

Uno de los componentes más afectado por estas fisuras es el eje de las máquinas. Estos ejes trabajan a flexión y torsión, lo cual favorece la propagación de las fisuras por fatiga. Este tipo de fallo altera el comportamiento elástico y dinámico del componente, disminuyendo su rigidez. Esta disminución origina un aumento en los desplazamientos y una disminución de las frecuencias de vibración o lo que es lo mismo la disminución de la velocidad crítica. La alteración de la velocidad crítica puede modificar la vida útil de la máquina. Por este motivo es fundamental conocer el valor exacto de dicha velocidad.

Uno de los objetivos que tienen los ingenieros, es poder conocer la vida útil de las máquinas para evitar fallos catastróficos y reducir el riesgo de accidentes que puedan afectar a personas. Para poder calcular la vida útil, se utiliza el mantenimiento predictivo con el cual se analizan las máquinas periódicamente utilizando métodos no destructivos. De esta manera no se tiene que parar todo un proceso industrial por la rotura de uno de los elementos de las máquinas. Obteniendo mejoras económicas al disminuir las pérdidas materiales y consiguiendo eliminar lo máximo posible las pérdidas personales.

1.2 OBJETIVOS.

El objetivo principal de este proyecto es el estudio experimental del comportamiento de un eje fisurado. En concreto este trabajo se va a enfocar en dos objetivos:

- El primer objetivo es comprobar si es posible calcular la velocidad crítica, ω_c , a partir del perímetro de las órbitas que se crean por el punto central de la sección fisurada.
- El segundo objetivo es comprobar si existe una relación entre la profundidad de fisura y el perímetro de la órbita, lo que se traduce en la obtención de un indicador de propagación de las fisuras.

1.3 CONTENIDO.

El presente Trabajo de Fin de Grado está formado por nueve capítulos, los cuales se van a explicar a continuación:

En el Capítulo 1 se presenta la Introducción. En este apartado se exponen los objetivos del proyecto y la motivación.

En el Capítulo 2 se exponen los Antecedentes. Formado por una breve explicación de la rotodinámica y su evolución desde el siglo XIX. Se definen los conceptos fundamentales como el Método de Jeffcott Rotor, la velocidad crítica y las órbitas. Se exponen los principales defectos que se pueden encontrar en los ejes y se explica la importancia del mantenimiento en los elementos mecánicos.

En el Capítulo 3 se encuentra el Entorno Socio-Económica relacionado con este trabajo.

En el Capítulo 4 se realiza un breve análisis de la Normativa de este proyecto.

El Capítulo 5 está formado por el Método Experimental, compuesto por los dispositivos experimentales, la planificación del estudio, la metodología del análisis que se ha utilizado y los problemas que han surgido al realizar el análisis.

En el Capítulo 6 se exponen los resultados obtenidos.

En el Capítulo 7 se encuentran las Conclusiones del trabajo y los posibles trabajos futuros.

El Capítulo 8 está formado por el Presupuesto y el Diagrama de Gantt.

Y el Capítulo 9 es la Bibliografía utilizada en este Trabajo de Fin de Grado.

Capítulo 2. Antecedentes.

2.1 LA ROTODINÁMICA.

Una máquina rotatoria es aquella que está compuesta por uno o más componentes giratorios. La parte fija de estas máquinas se denomina estátor y la parte móvil rotor, la cual es capaz de girar alrededor de un eje o un punto dado. Dicho rotor también puede ser nombrado como eje o árbol. Los compresores, motores, turbinas, y bombas son algunos ejemplos de máquinas rotatorias. Dependiendo del tipo de máquinas rotativas, el rotor estará compuesto por diferentes elementos: paletas deslizantes, engranajes y discos, entre otros.



Figura 1. Eje de una turbina industrial [2].

La rotodinámica se encarga de analizar el comportamiento de las máquinas rotatorias. Es la rama de la mecánica que estudia la dinámica de ejes y cuyas investigaciones comenzaron a mediados del siglo XIX. Los principales objetivos que tiene la rotodinámica son los siguientes [1]:

- Estudio de los fenómenos vibratorios, con el cual se quiere solucionar el desbalance geométrico del rotor.
- Identificar y predecir las frecuencias críticas de las vibraciones para evitar la resonancia en el sistema, ya que las vibraciones máximas del sistema aparecen a estas velocidades. Por lo tanto, es necesario el estudio de las velocidades críticas para evitar los daños causados por el fenómeno vibratorio.
- Controlando estos factores es posible detectar a tiempo la presencia de otros defectos en el eje.

2.2 EVOLUCIÓN DE LA ROTODINÁMICA.

En la actualidad, el estudio de las fisuras en los ejes y su mantenimiento es una tarea fundamental a la hora de fabricar máquinas rotativas. Sin embargo, hasta 1842 no se le dio importancia, en ese año se produjo el descarrilamiento de un tren en Versalles, donde murieron entre 50 y 200 personas. Fue el accidente ferroviario más mortífero hasta entonces. Este incidente creó la necesidad de investigar la causa de la rotura del eje del tren para evitar que volviese a suceder [3].

En 1869, W.J MacQuorn Rankine [4] publicó el primer análisis sobre la dinámica de ejes. En este artículo se explica la existencia de una velocidad límite, al superarse esta velocidad el rotor fallaría. Rankine también propuso un sistema formado por una masa rígida, que equivale al eje, y un resorte elástico, este conjunto es el Modelo Rankine Rotor. Además, se utilizó el termino *whirling* por primera vez, se define como el movimiento del centro geométrico del eje en un plano perpendicular a la unión de los apoyos. . Cuando el *whirling* tiene el mismo sentido de rotación se le llama *forward whirling* y si gira en sentido contrario al eje es *backward whirling* El ingeniero Carl De Laval, diseñó en 1889 una turbina de vapor que logró superar la velocidad límite de Rankine.

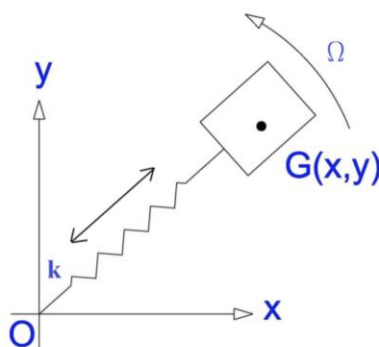


Figura 2. Modelo Rankine Rotor [5].

En 1894, Stanley Dunkerley [6] fue el primero en utilizar el término de velocidad crítica. En su estudio sobre vibraciones de ejes accionados por poleas relacionó la velocidad crítica con la masa m y la rigidez del sistema rotor k . Esta velocidad (ω_c) coincide con la frecuencia natural del rotor (ω_n). Las velocidades subcríticas ($\Omega \leq \omega_c$) y velocidades supercríticas ($\Omega > \omega_c$).

$$\omega_c = \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

La velocidad crítica [14] es la velocidad a la cual el desbalance del rotor es máximo por las vibraciones que se producen. Uno de los objetivos de la rotodinámica es calcular estas velocidades para que las máquinas puedan trabajar en óptimas condiciones.

En 1919, Henry H. Jeffcott [7] publicó la primera teoría fundamental de la rotodinámica. Se plantea el Modelo de Jeffcott Rotor o eje de Laval en honor a Carl De Laval, este modelo todavía se utiliza en la actualidad para realizar estudios sobre la dinámica de ejes. Consiste en un eje de sección uniforme con un disco en la mitad de su longitud y con un apoyo en cada extremo.

Stodola [8] publicó un libro en 1924 en el cual se estudia el rotor flexible incorporando el concepto de la dinámica de ejes elásticos con discos. Con sus investigaciones demostró la posibilidad de trabajar a velocidades supercríticas por el efecto de la aceleración de Coriolis.

En ese mismo año, Newkirk y Kimbal demostraron que la fricción interna del material del eje puede causar un movimiento rotatorio inestable.

En 1933, Smith [9] realizó el estudio de los sistemas con eje asimétrico. Se observó la aparición de vibraciones inestables en los rangos de operación en sistemas rotatorios asimétricos, como son los rotores de hélice. En este estudio se obtuvieron fórmulas que permitían conocer la variación de la velocidad angular.

En la década de los cincuenta y de los sesenta, Bishop y Gladwell dieron respuesta al desbalance de un rotor continuo con la técnica de balanceo para motores flexibles. En 1965 Mitropol'skii publicó un método asintótico, a través de un análisis teórico se realizaban unas integraciones numéricas. Este método permitió el estudio de fenómenos no estacionarios. Fue en 1969 cuando Eshleman y Eubanks formularon las ecuaciones de movimientos generales considerando inercias rotatorias, movimientos giroscópicos y deformaciones cortantes. [1]

En la década de los sesenta se encontraron fisuras en el rotor de una turbina vapor, desde ese momento se han estudiado las vibraciones en los ejes para evitar posibles accidentes.

En 1996 T.C. Tsai y Y.Z. Wang [10] trabajaron en el análisis de las frecuencias naturales y la velocidad crítica para poder detectar la posición de las fisuras.

Waver, Gasch y Dimanogonas se han encargado del análisis del comportamiento dinámico y la propagación de las fisuras.

2.3 ROTOR DE JEFFCOTT.

A día de hoy se sigue utilizando el Modelo Jeffcott Rotor publicado en 1919. Dicho modelo es el utilizado en el presente proyecto. Permite estudiar el comportamiento dinámico de los rotores. El Rotor Jeffcott [11] es una simplificación de los rotores que se pueden encontrar en la industria.

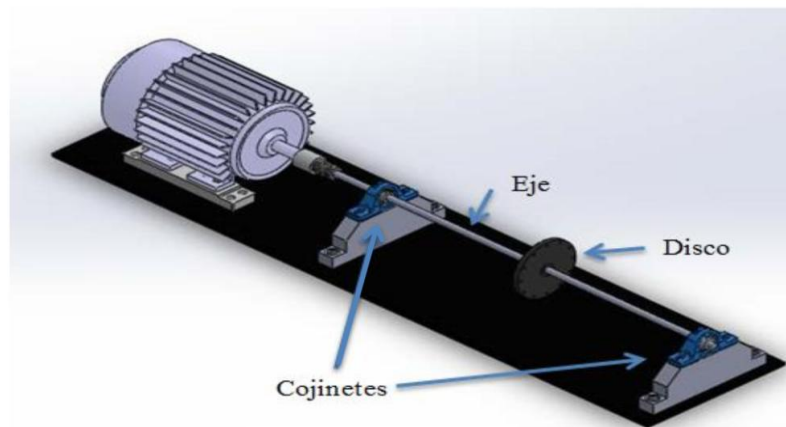


Figura 3. Esquema del conjunto del rotor de Jeffcott [13].

El Modelo Jeffcott Rotor está formado por un eje flexible, uniforme, isótropo y de masa despreciable, con un disco rígido situado en la mitad de la longitud del eje. El conjunto es apoyado sobre cojinetes en sus extremos.

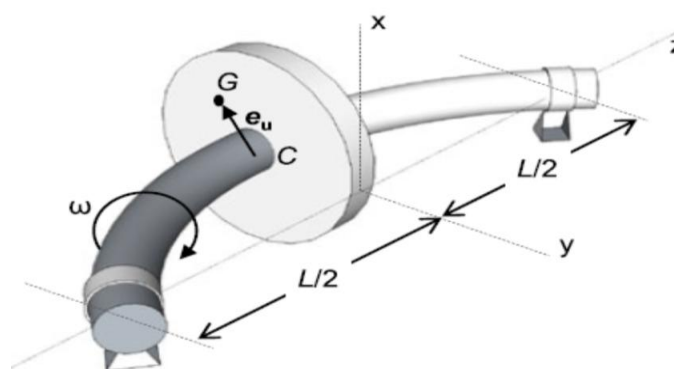


Figura 4. Modelo de Jeffcott Rotor [12].

En la figura 4 se representan los componentes del Modelo de Jeffcott. El disco está posicionado en la mitad del eje, siendo C el centro geométrico del disco, G el centro de masas y e_u la distancia entre el centro geométrico y el centro de masas del disco. Además, se incorpora una masa excéntrica m_e que desplaza el centro de gravedad del eje de rotación.

2.4 TIPOS DE DEFECTOS.

En una máquina rotatoria se pueden encontrar diferentes defectos que hay que tener en cuenta para evitar que la máquina trabaje en condiciones no adecuadas, de esta manera se podrán prevenir resultados catastróficos.

Los defectos más comunes en estas máquinas son los siguientes:

- Desequilibrio.
- Fisuras.
- Desalineamiento.
- Defectos en los rodamientos.
- Eje curvado permanentemente.
- Desajuste mecánico.
- Holgura.
- Inestabilidad térmica.

De los defectos anteriormente citados no todos están relacionados con el estudio que se ha llevado a cabo en este proyecto. A continuación se explicarán los dos defectos que más afectan: el desequilibrio y las fisuras.

- *El desequilibrio* de un eje sucede cuando el centro de masas y el centro geométrico no coinciden y se crea un desplazamiento u_e entre ellos. Es el defecto más común en las máquinas rotatorias. El *desequilibrio* ocurre cuando existe una distribución desigual del peso del eje alrededor del centro geométrico. El objetivo es intentar minimizar este defecto en todos los sistemas reales [15], [17]. En la figura 5 se representa un desequilibrio en el modelo de Jeffcott, con una masa excéntrica m_e .

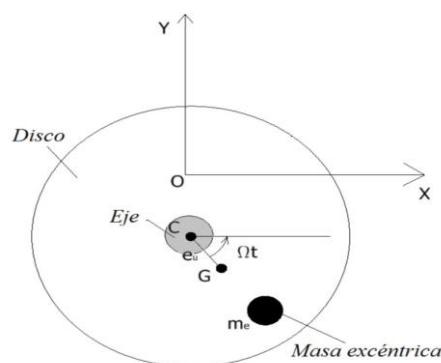


Figura 5. Desequilibrio en el Modelo Jeffcott Rotor [5].

- Las *fisuras* son defectos superficiales que pueden aparecer en un eje a causa de defectos de manufactura del material, fallas, corrosión y precargas, entre otros. Las fisuras son consideradas concentradores de tensiones, que provocan una disminución de rigidez en el eje, lo que da lugar a un incremento en los desplazamientos. La prolongación de una fisura por fatiga puede provocar la rotura repentina del eje. Además, como los ejes están sometidos a fatiga por cargas cíclicas la aparición de fisuras provoca una reducción en la vida útil del rotor [15], [18].

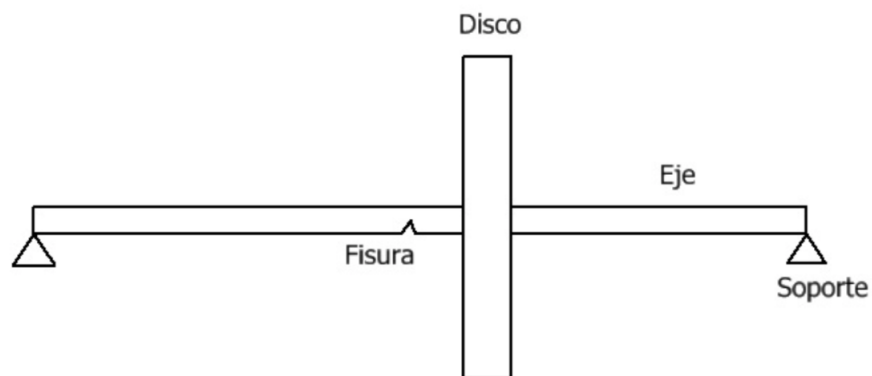


Figura 6. Esquema del Modelo Jeffcott Rotor con el eje fisurado [5].

2.5 MANTENIMIENTO.

El mantenimiento son las acciones necesarias que se realizan a un elemento para conservar su funcionalidad. Sirve para reparar, prevenir y predecir el daño y mejorar el mecanismo. Existen cuatro tipos: *correctivo*, *preventivo*, *predictivo* y *proactivo* [19]. Realizando estos mantenimientos se logra maximizar la vida útil del elemento.

- *Correctivo*: consiste en reparar las averías. Solo se utiliza cuando se ha producido la rotura. Se tiene que parar la máquina para poder repararla, produciendo un coste muy elevado.
- *Preventivo*: se realizan intervenciones periódicas para analizar el estado de la máquina. Su objetivo es aumentar la vida útil, evitando averías importantes.
- *Predictivo*: permite detectar defectos incipientes, de esta manera se programan con anticipación las intervenciones. Reduciendo los tiempos y costes de reparación.
- *Proactivo*: incorpora lazos de mejora continua entre los tres tipos de mantenimiento anteriores. Se detecta con precisión el momento de fallo en las máquinas. Este tipo de mantenimiento se centra en analizar y eliminar la causa de la avería.

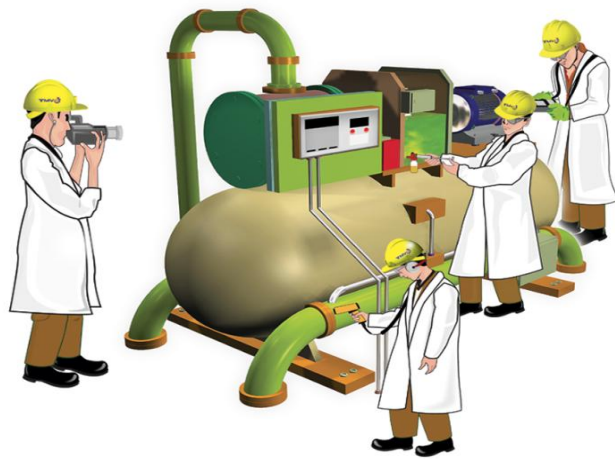


Figura 7. Ejemplo de mantenimiento predictivo en una máquina [25].

En la mayoría de máquinas rotatorias el mantenimiento realizado es el preventivo, se utilizan inspecciones periódicas para reducir la probabilidad de fallo y así conseguir disminuir las paradas no programadas y las reparaciones. A día de hoy, se está incorporando el mantenimiento predictivo con el cual se establecen patrones de normalidad. De esta manera, se puede realizar una detección precoz e identificación de los defectos. En el caso de ejes fisurados es necesario predecir un

posible accidente catastrófico por rotura a fatiga, para ello se deben detectar las fisuras antes de que esto suceda [19], [15].

En el mantenimiento predictivo se utilizan diferentes técnicas de inspección no destructivas para la detección de fallos. Los métodos de análisis más utilizados en máquinas rotatorias son los siguientes [15]:

- Análisis de los desplazamientos en el dominio del tiempo.
- Análisis de las órbitas
- Análisis de las frecuencias.
- Transformada Wavelet de los desplazamientos.

2.6 ÓRBITAS.

En el momento que los ejes rotatorios empiezan a girar, se generan unas fuerzas que hacen que se flexione. Se producen unas deformaciones longitudinales en el eje, registrándose unos desplazamientos en dirección horizontal y vertical. Las órbitas se generan por el punto central de la sección fisurada del eje. Las ecuaciones que se muestran a continuación permiten su representación, a partir de los valores de x e y [15]:

$$x = A_{nx} \sum_{i=1}^n \frac{A_{ix}}{A_{nx}} \cos(i\Omega t + \psi_{ix})$$

$$y = A_{ny} \sum_{i=1}^n \frac{A_{iy}}{A_{ny}} \cos(i\Omega t + \psi_{iy} - 90^\circ)$$

Donde A_{ix} y A_{iy} son las amplitudes, ψ_{ix} y ψ_{iy} son los ángulos de fase en las direcciones x e y , Ω es la velocidad de giro e i es el número del armónico correspondiente.

En la mayoría de velocidades de giro, Ω , las órbitas tienen una forma elíptica o circular, sin embargo, en las velocidades subcríticas y supercríticas y en la crítica se pueden apreciar irregularidades y pueden aparecer picos y lazos en las órbitas.

Los lazos de una órbita están relacionados con el rango de velocidad al que pertenece. De esta manera, si en la órbita aparecen n lazos interiores, el eje girará en el rango de velocidad de $\frac{1}{n+1} w_c$.

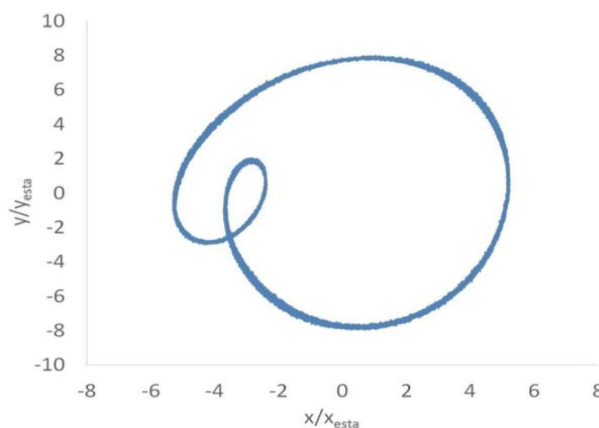


Figura 8. Órbita alrededor de $\frac{1}{2} w_c$.

Como se puede observar en la figura 8, la órbita tiene un único lazo interior lo que simboliza que el rango de velocidad al que pertenece es $\frac{1}{(n=1)+1} \omega_c = \frac{1}{2} \omega_c$.

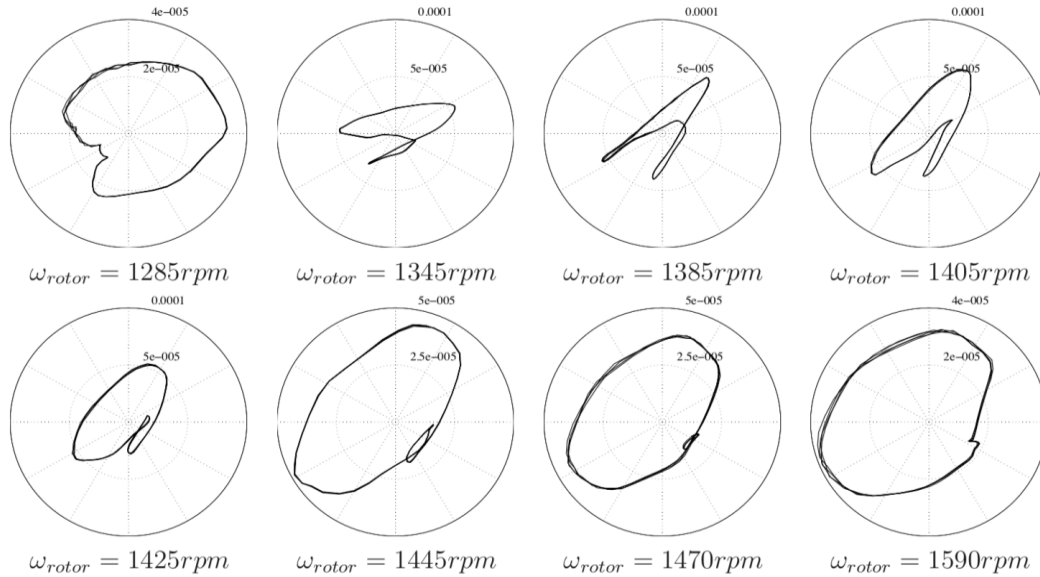


Figura 9. Órbitas a diferentes velocidades de giro [30].

En la figura 9 se observan las órbitas de un eje intacto a distintas velocidades de giro, obtenidos en el trabajo [30]. Los desplazamientos crecen gradualmente con la velocidad de giro o lo que es lo mismo el tamaño de la órbita crece al aumentar la velocidad de giro, hasta el valor de $\omega_{rotor} = 1445 rpm$. Dicho valor es la velocidad crítica del modelo y como se puede observar a partir de esa velocidad el tamaño de las órbitas disminuye.

Gráficas alrededor de $\frac{1}{2} \omega_c$

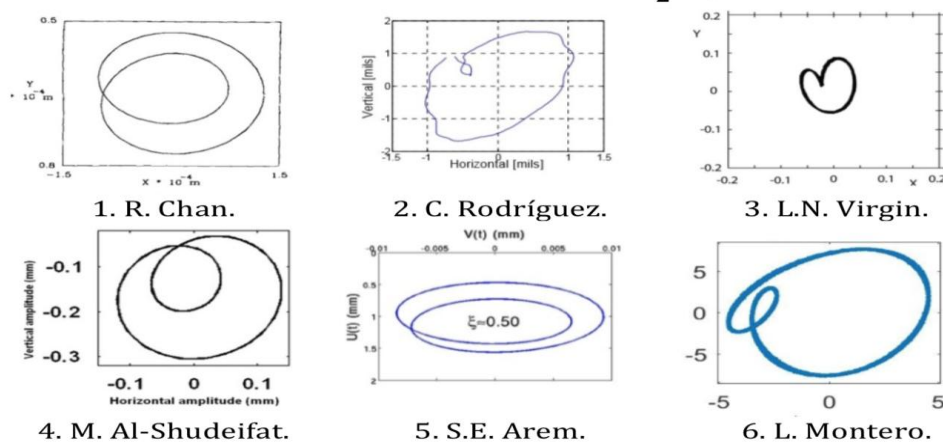


Figura 10. Resultados de órbitas alrededor de $\frac{1}{2} \omega_c$, 1[9], 2[27], 3[29], 4[26], 5[28], 6[5].

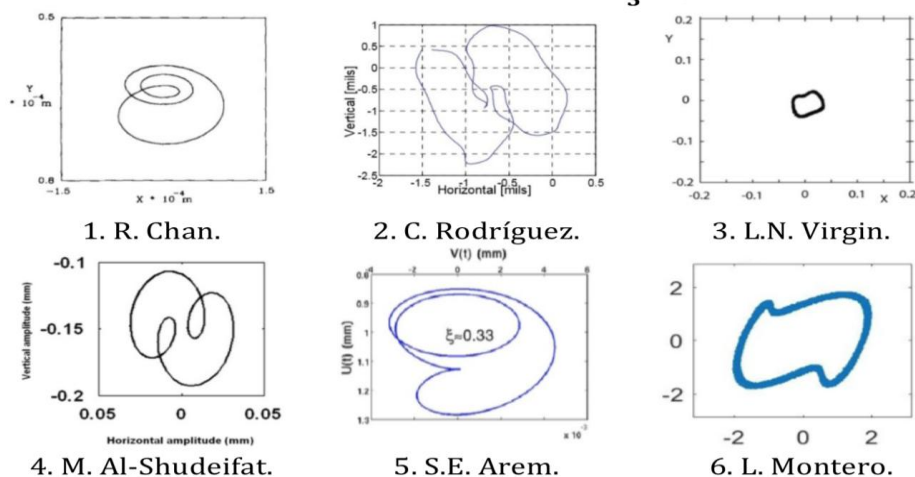
Gráficas alrededor de $\frac{1}{3}\omega_c$ 

Figura 11. Resultados de órbitas alrededor de $\frac{1}{3}\omega_c$, 1[9], 2[27], 3[29], 4[26], 5[28], 6[5].

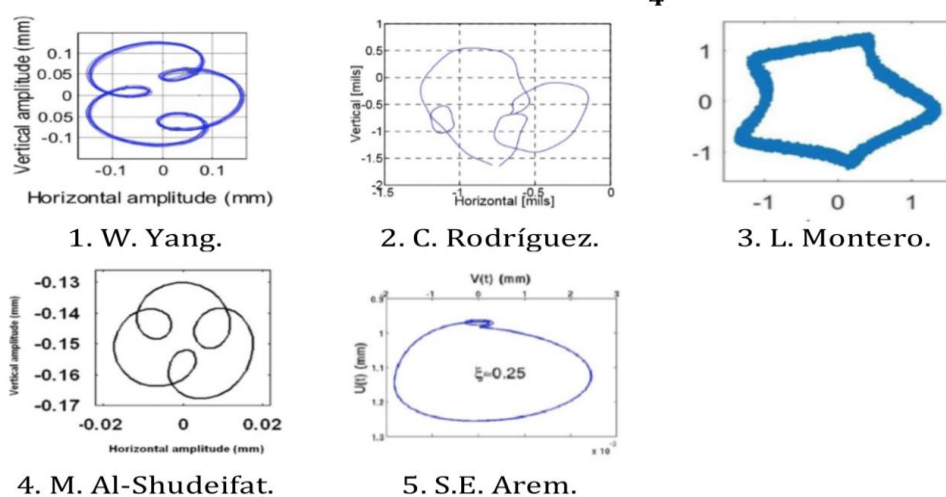
Gráficas alrededor de $\frac{1}{4}\omega_c$ 

Figura 12. Resultados de órbitas alrededor de $\frac{1}{4}\omega_c$, 1[10], 2[27], 3[5], 4[26], 5[28].

En las figuras 10,11 y 12 se muestran diferentes órbitas representadas por diferentes autores. Se utilizan los rangos de velocidades alrededor de $\frac{1}{2}\omega_c$, $\frac{1}{3}\omega_c$ y $\frac{1}{4}\omega_c$ ya que son los más utilizados en los trabajos de rotodinámica por los diferentes autores. De esta manera se pueden apreciar las diferencias que existen en órbitas que pertenecen a un mismo rango de velocidades.

Como modo de ejemplo se va a explicar las diferencias encontradas en las órbitas que pertenecen al rango de velocidades alrededor de $\frac{1}{2}\omega_c$, figura 10. Se aprecian una serie de diferencias entre las órbitas de los distintos autores. Los tamaños no coinciden y las formas son diferentes. Sin embrago, en todas las

órbitas se puede observar el número de lazos, el cual es igual en todos los casos, $\frac{1}{n+1}w_c = \frac{1}{2}w_c$. Las diferencias que presentan las órbitas pueden ser causa de dos motivos:

- El sistema rotor no es el mismo en todos los casos, existiendo diferencias en los apoyos, en la geometría del eje o en la posición en la que se colocan las cargas.
- El sistema rotor es el mismo y lo que se cambia es la profundidad de fisura.

En los otros dos rangos de velocidades, figura 11 y 12, sucede lo mismo que en el rango de $\frac{1}{2}\omega_c$. La forma y el tamaño de las órbitas es distinto pero el número de lazos de las órbitas es el mismo.

2.7 TRANSFORMADA RÁPIDA DE FOURIER (FFT)

La Transformada Rápida de Fourier se utiliza en el análisis de las vibraciones, ya que es capaz de transformar señales entre el dominio del tiempo y la frecuencia. Con esta herramienta matemática se puede descomponer una señal periódica compleja en una serie de señales armónicas simples y cada una asociada a una frecuencia distinta. De esta manera permite visualizar los desplazamientos del eje en el dominio de la frecuencia [15].

La Transformada Rápida de Fourier (FFT) permite obtener una gráfica que relaciona la Frecuencia con la Amplitud, como se muestra en la figura 13. En las gráficas de la FFT aparecen distintos armónicos que indican el tipo de defecto presente en el eje. En la tabla 1 se muestran los diferentes defectos que puede presentar un eje giratorio según el o los armónicos que aparezcan en el espectro de frecuencia a cualquier velocidad de giro[5]. El armónico 1X representa la frecuencia de giro del eje.

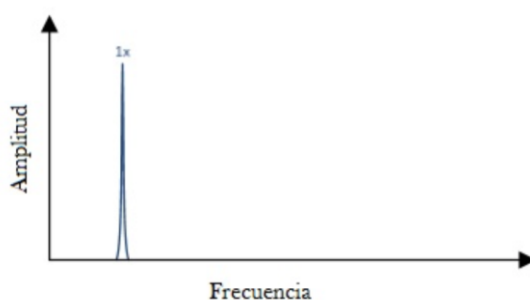


Figura 13. Gráfica FFT, Amplitud vs Frecuencia [5].

Tabla 1. Armónicos y propiedades del espectro correspondiente a cada defecto [5].

Defecto	Armónicos	Propiedades del espectro
Desequilibrio	1X	El pico 1X es predominante
Fisura	1X y 2X	El pico 1X es predominante y el 2X es menor
Desalineamiento	1X,2X,3X, etc.	La amplitud de los distintos picos es similar
Inestabilidad térmica	1X	1X varía amplitud y frecuencia
Holgura	1X y un gran número de componentes	Amplitud de 1X predominante

En el caso concreto de ejes fisurados, como se observa en la tabla 1, a cualquier velocidad de giro aparecen dos armónicos, el primero 1X correspondiente a la velocidad de giro y el segundo 2X correspondiente a dos veces la velocidad de giro. Además, a la vista de los resultados de otros trabajos [5, 15] se puede decir que en las velocidades subcríticas $\frac{1}{n}\omega_c$ aparecen n armónicos, donde a partir de la amplitud del armónico n se puede obtener la velocidad crítica.

Capítulo 3. Entorno Socio-Económico.

En el siglo XIX la locomotora a vapor era el principal medio de transporte de media y larga distancia tanto de mercancías como de pasajeros. En 1842, se produjo un grave accidente en Francia, un tren que se dirigía a Versalles descarriló provocando la muerte a gran parte de sus ocupantes, a consecuencia de la rotura repentina de uno de sus ejes. Desde ese momento se incrementaron los fallos en los ejes por fatiga de las locomotoras y fue imprescindible comenzar el estudio de este tipo de fallos para poder evitar catástrofes como la mencionada.

En España, en el siglo XIX también se produjeron diferentes accidentes causados por la rotura de ejes rotatorios, como por ejemplo los mencionados en la tabla 2, entre muchos otros [20]:

Tabla 2. Accidentes ferroviarios en España en el siglo XIX.

Fecha	Línea	Heridos/Fallecidos
12/10/1870	Córdoba – Málaga	24
11/06/1875	Madrid - Alicante	9
16/11/1877	Chinchilla – Cartagena	1
18/08/1889	Valencia - Grao	+7
23/02/1890	Madrid – Irún	1

Como se ha explicado en la Introducción, en 1869 fue publicada por Rankine la primera investigación sobre la rotodinámica. En el siglo XX se incorporaron medidas para disminuir el número de catástrofes y heridos en accidentes ferroviarios. En la tabla 3 se exponen los accidentes que se produjeron en España por motivo de la fractura de ejes rotatorios [20]:

Tabla 3. Accidentes ferroviarios en España en el siglo XX.

Fecha	Línea	Heridos/Fallecidos
15/03/1920	Barcelona - Martorell	1
15/03/1926	Arroyo Malpartida - Cáceres	4
22/03/1944	Plasencia - Astorga	4
16/11/1946	Madrid – Irún	10
25/02/1948	Cuenca - Utiel	1
07/06/1957	Madrid - Almorox	8

A lo largo de los años se han incrementado los conocimientos de los ejes rotatorios permitiendo disminuir los accidentes causados por sus roturas. Sin embargo, se siguen produciendo accidentes, los cuales conllevan pérdidas materiales. El 8 de septiembre del 2012 se produjo un incidente por la rotura del segundo eje (motor) en la línea Madrid Chamartín a Barcelona Estación de Francia. Se determinó que la fisura se produjo por el contacto del eje con un equipo de soldadura provocando una rotura catastrófica del eje. Este suceso terminó sin heridos y con daños materiales, el segundo eje y el bastidor del primer bogie[21].

El 26 de marzo del 2013 se produjo un accidente por rotura de eje en Urda (Toledo), en la línea Madrid Puerta de Atocha – Sevilla Santa Justa. En esta ocasión solo se produjeron daños materiales y no resultó nadie herido [22].

En el siglo XXI solo se han producido daños materiales con consecuencias económicas gracias a los desarrollos e investigaciones que se han realizado a lo largo de los últimos dos siglos en rotodinámica.

Sin embargo, los ejes no solo se utilizan en transportes ferroviarios. El 2 de noviembre del 2012 se produjo un accidente aéreo en la base de Talavera la Real (Badajoz), la Comisión para la Investigación Técnica de Aeronaves Militares (CITAAM) determinó que el suceso se produjo por la rotura del rotor por fatiga, en esta ocasión la catástrofe terminó con un fallecido y un herido grave. Además de grandes daños materiales [23].

Como se puede apreciar en este apartado el desarrollo en la rotodinámica es fundamental para disminuir los accidentes cuyas causas están relacionadas con la fisura de ejes. Por eso es necesario continuar trabajando e investigando en este campo. Ya que esto permitirá aumentar la seguridad, logrando eliminar las pérdidas personales y disminuyendo las pérdidas materiales.

Capítulo 4. Marco Regulador.

En este proyecto no se utiliza ninguna normativa, por lo tanto, no es posible realizar un análisis de la legislación. Aunque sí se está mencionando en la homologación de vehículos a motor y remolques de la Unión Europea [24], no se establece una normativa de seguridad. Únicamente es necesario que el fabricante sea conocedor del efecto de fatiga en los elementos mecánicos.

Por lo tanto, este trabajo no sigue ninguna ley ni reglamento que afecte al estudio realizado. Sin embargo, al realizar este tipo de trabajos e investigaciones se obtienen más conocimientos que permiten aumentar la seguridad de las maquinarias que utilizan estos elementos mecánicos.

Capítulo 5. Método experimental.

5.1 CARACTERÍSTICAS DEL MÉTODO EXPERIMENTAL.

En este apartado se va a explicar el método utilizado para la obtención de datos necesarios para la realización de este proyecto. Se ha utilizado un banco de ensayos, el cual está compuesto por los siguientes elementos:

- Un eje fisurado.
- Un disco con una masa excéntrica.
- Un motor.
- Una bancada.
- Dos mordazas.
- Dos sensores láseres de medición para obtener los desplazamientos.
- Un ordenador, sistema de control.

En la siguiente figura 14 se puede ver el banco de ensayos utilizado con sus elementos. Y en la figura 15 se muestra detalladamente la disposición del eje en el banco de ensayos con todos sus componentes.

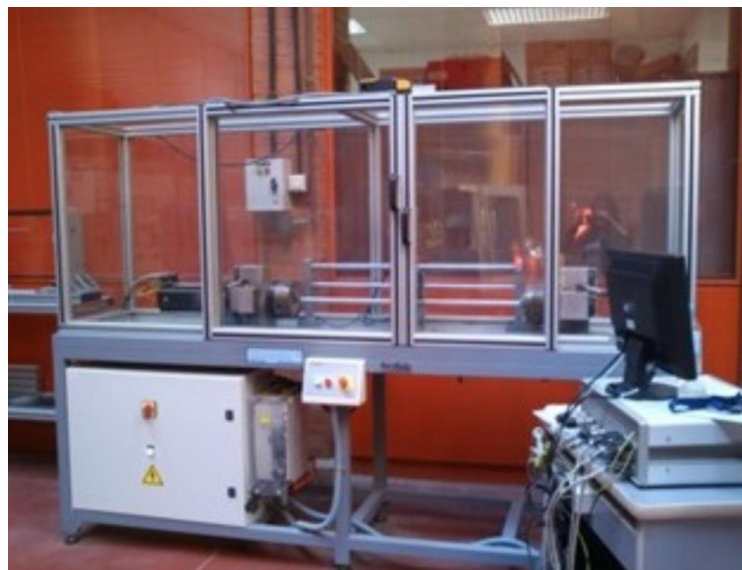


Figura 14. Banco de ensayos utilizado para ejes giratorios [5].

El montaje es el similar al modelo de Jeffcott Rotor, en el modelo de Jeffcott Rotor el eje está biapoyado, sin embargo en el utilizado se acerca más a un sistema

biempotrado. Se coloca el eje entre dos mordazas con un disco en la mitad de la longitud efectiva del eje, al cual se le acopla una masa excéntrica. En un extremo del eje se encuentra el motor que mueve el cabezal de arrastre y en el otro extremo se tiene el contrapunto.

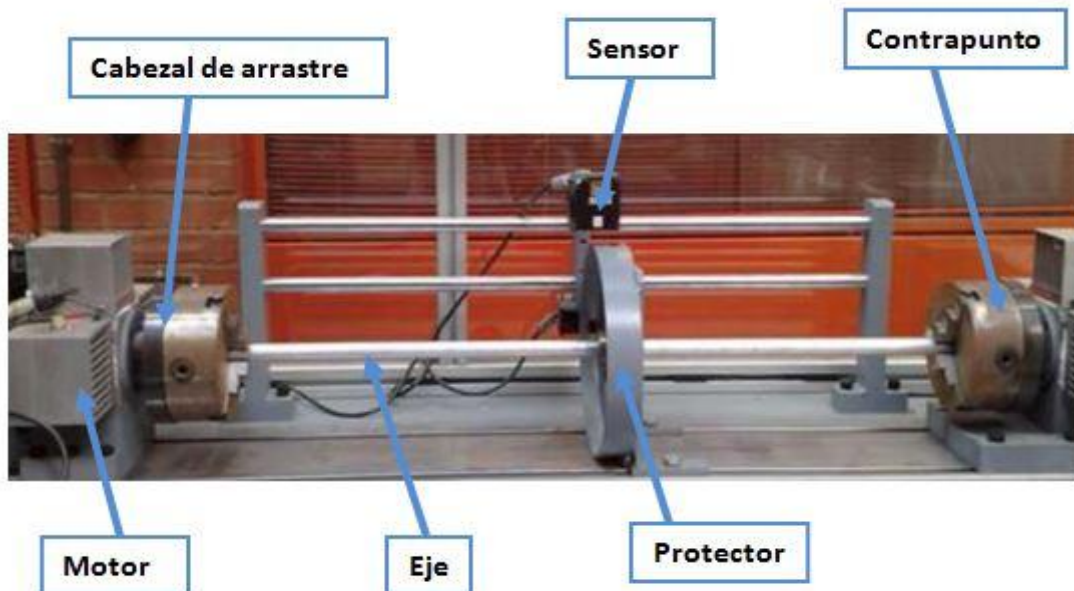


Figura 15. Disposición del eje y los elementos necesarios para la medición [5].

El eje y el disco que se han utilizado en este proyecto tienen las siguientes características, la cuales se muestran en la tabla 4 y 5.

Características del eje:

Tabla 4. Características de los ejes utilizados.

Material del eje	Aluminio
Diámetro	$D = 20 \text{ mm}$
Longitud efectiva	$L = 900 \text{ mm}$
Módulo de Young	$E = 75 \text{ GPa}$
Coefficiente de Poisson	$\nu = 0,33$
Densidad	$\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$

Características del disco:

Tabla 5. Características de los discos utilizados.

Material del disco	Acero
Diámetro	$D = 200 \text{ mm}$
Espesor	$e = 21 \text{ mm}$
Módulo de Young	$E = 210 \text{ GPa}$
Coefficiente de Poisson	$\nu = 0,33$
Densidad	$\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$

En la figura 16 se puede observar un esquema reducido del conjunto.

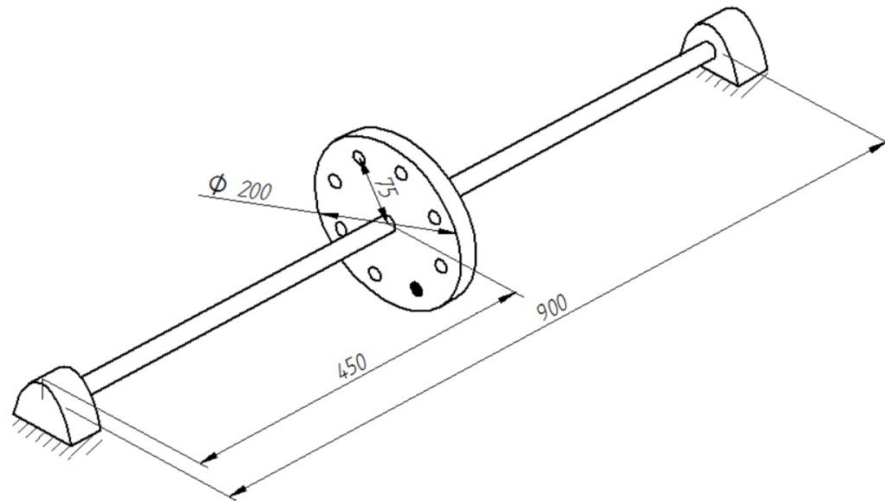


Figura 16. Esquema reducido de la composición [5].

El disco tiene colocado una masa excéntrica de 0,2 kg a una distancia del centro de geométrico de 75 mm. Esta masa es la encargada de producir las vibraciones y así provocar la prolongación de las fisuras. El disco tiene diferentes posiciones para colocar la excentricidad. En la figura 17 se muestra la posición utilizada en este trabajo con una excentricidad de $\theta = 0^\circ$.

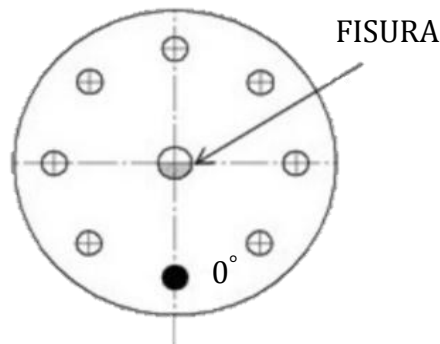


Figura 17. Posibles posiciones de la masa excéntrica [5].

Se utilizan ejes con distintas α , siendo una relación entre la profundidad de fisura y el diámetro del eje, $\alpha = \frac{a}{D}$. En la tabla 6 se indican las profundidades de fisura utilizadas en el trabajo.

Tabla 6. Profundidades de fisura.

$\alpha = 0,00$	$\alpha = 0,25$
$\alpha = 0,10$	$\alpha = 0,30$
$\alpha = 0,15$	$\alpha = 0,35$
$\alpha = 0,20$	$\alpha = 0,40$

A continuación, se va a explicar cómo se obtienen los datos de los desplazamientos del eje. Los dos sensores están colocados de tal manera que uno mide el desplazamiento vertical y el otro el horizontal. Finalmente con las mediciones obtenidas se pueden representar las órbitas que se generan en cada eje. La figura 18 muestra la disposición de los sensores y el eje.

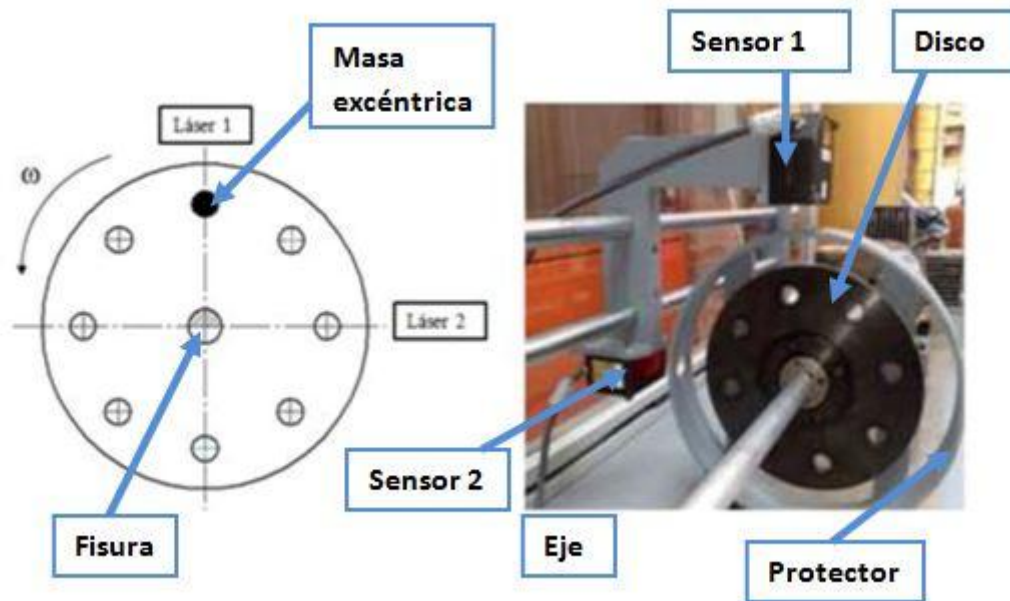


Figura 18. Disposición del eje y el disco y la masa excéntrica [5].

5.2 PLANIFICACIÓN DEL ESTUDIO.

En el proceso de toma de datos, se han ensayado 8 ejes, los cuales han sido entallados con anterioridad. Todos los ejes comparten las mismas características, explicadas en el apartado anterior y mismo ángulo de excentricidad, $\theta = 0^\circ$.

De cada eje se obtendrán los desplazamientos verticales y horizontales descritos por el punto central de la sección fisurada al variar la velocidad de giro. Se adquirirán las mediciones que corresponden a las velocidades cercanas de $\frac{1}{2}w_c$, $\frac{1}{3}w_c$ y $\frac{1}{4}w_c$. Gracias al análisis de las órbitas se pueden diferenciar las mediciones que pertenecen a cada rango de velocidades. Y para poder trabajar con las mediciones que obtienen los sensores se pasan los datos al sistema control, el cual proporciona los valores numéricos que serán utilizados para obtener los resultados de este proyecto.

Para comprobar que los resultados de este Trabajo de Fin de Grado son correctos y de esta manera poder concluir que se puede utilizar el método de análisis de los perímetros de las órbitas para calcular la velocidad crítica del eje se han utilizado las soluciones de otro método experimental que permite obtener el valor exacto de la velocidad crítica y subcríticas. Dicho método consiste en analizar el cociente de amplitudes del espectro de frecuencias.

A continuación, se va a explicar de una manera breve cómo se realiza el método del análisis del cociente de amplitudes del espectro de frecuencias. Se empieza realizando dos barridos de los datos obtenidos en el banco de ensayos. El objetivo del primer barrido es obtener tres rangos de velocidades en los cuales se pueden encontrar las siguientes velocidades subcríticas $\frac{1}{2}w_c$, $\frac{1}{3}w_c$ y $\frac{1}{4}w_c$ a partir del análisis de las órbitas. Para determinar el rango de velocidad correspondiente se observan variaciones en las órbitas como el número de lazos que presentan.

Después de obtener los rangos de velocidades deseados se realiza un segundo más fino cuyo objetivo es encontrar el valor exacto de la velocidad crítica. Para ello se realiza un análisis de la amplitud de los espectros de frecuencia.

Para determinar el valor exacto de la velocidad crítica se observa el cociente entre amplitudes $\frac{A_1}{A_n}$, figura 19, de todo el rango de velocidades y la velocidad subcrítica corresponde al cociente de amplitudes menor [15]. Se observa que a dicha velocidad el tamaño de la órbita es mayor y por tanto se alcanza la resonancia.

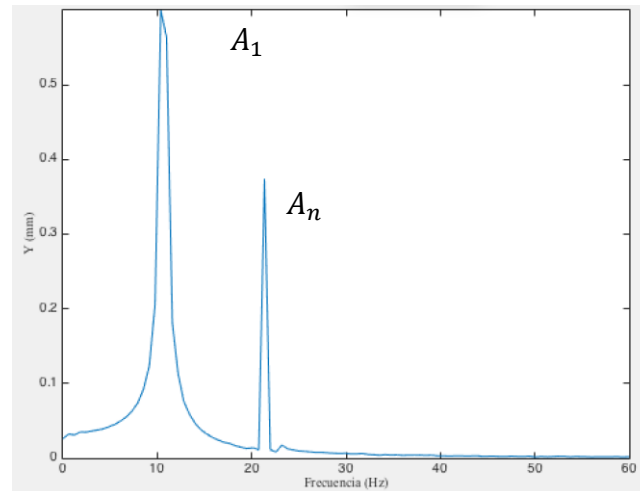


Figura 19. FFT Amplitud vs Frecuencia.

Con el método experimental que se ha explicado en los párrafos anteriores se obtuvieron diferentes velocidades subcríticas. En la tabla 7 se encuentran los valores para las diferentes fisuras:

Tabla 7. Resultados obtenidos con el método FFT.

α	$\frac{1}{2} \omega_c$ (rpm)	$\frac{1}{3} \omega_c$ (rpm)	$\frac{1}{4} \omega_c$ (rpm)
0,00	728	485	360
0,10	714	476	357
0,15	712	474	356
0,20	710	472	353
0,25	710	472	355
0,30	707	473	356
0,35	703	471	353
0,40	694	466	349

A continuación, se ha realizado otro análisis de los datos experimentales, objeto de este trabajo, enfocándose en el crecimiento de los perímetros de las órbitas para obtener las velocidades subcríticas y con esas velocidades conseguir la ω_c . Si al terminar este nuevo método experimental se obtienen los mismos valores de la tabla 7 se podrá concluir que el nuevo método funciona y nos proporciona un resultado correcto.

5.3 METODOLOGÍA DE ANÁLISIS.

Una vez obtenidas las mediciones del banco de ensayos y los datos numéricos, se van a utilizar tres programas diferentes para obtener los resultados de este proyecto:

- Matlab.
- SolidEdge.
- Microsoft Office Excel.

A continuación se va a explicar el método utilizado para obtener los resultados del trabajo y en la figura 21 se muestra un esquema del proceso realizado hasta la obtención de los resultados.

1. Se ha creado un código en Matlab para obtener automáticamente todos los gráficos a partir de los datos originados en el banco de ensayos. Para obtener unos resultados coherentes se ha quitado el ruido de la órbita con el código *tsmovavg*, este código se encarga de calcular la media móvil simple, exponencial, triangular, ponderada y modificada de una serie vectorial. De esta manera, se consigue una gráfica más “limpia” y con menos error de precisión. En la figura 20 se muestra un ejemplo de órbitas obtenidas en Matlab, a) con ruido y b) sin ruido, después de aplicar el código *tsmovavg*.

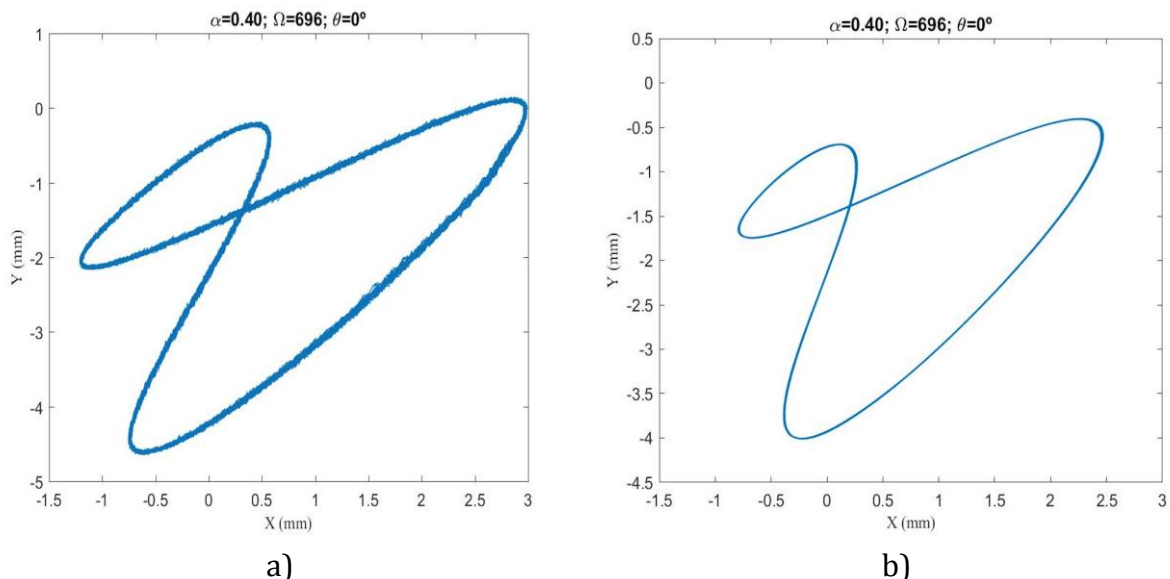
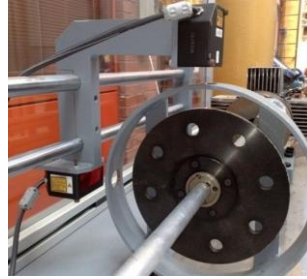
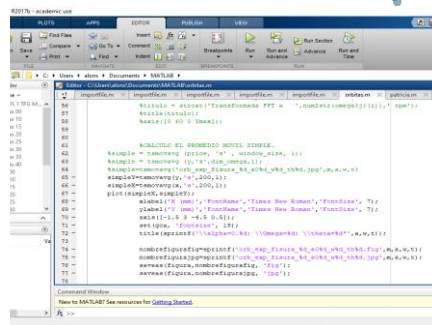
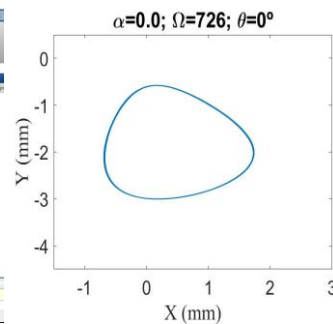
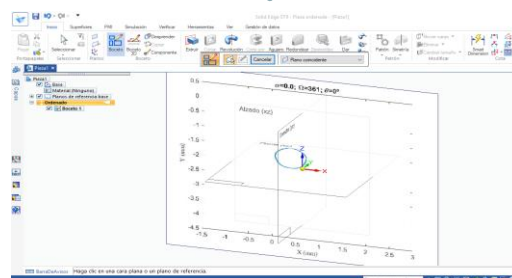


Figura 20. Órbitas obtenidas con Matlab, a) Con ruido y b) Sin ruido.

2. Se guardan las órbitas obtenidas en Matlab y se importan a SolidEdge. Con este software CAD se sacan los perímetros de todas las órbitas de una manera rápida y sencilla aunque no automatizable.

3. Se introducen los perímetros en Excel para poder analizarlos. Con estos datos se realizan una serie de gráficas que relacionan las velocidades de giro con los perímetros obtenidos. Con Excel se pretende obtener el valor exacto de la velocidad crítica, a partir de las velocidades subcríticas obtenidas gracias a las gráficas que relacionan Ω con el perímetro de las órbitas. Además se quiere obtener un indicador de propagación de fisura relacionando la profundidad de fisura α con el perímetro de las órbitas que pertenecen a las velocidades subcríticas.

**SENSORES DE PROXIMACIÓN LASER.****SISTEMA DE CONTROL DE DATOS****MATLAB****GRÁFICAS****SOLIDEDGE - PERÍMETROS**

EXCEL - RESULTADOS

Figura 21. Esquema del proceso del trabajo.

5.4 PROBLEMAS AL REALIZAR EL ANÁLISIS.

En un principio se creó un código en Matlab que representaba las órbitas y calculaba el perímetro de una vuelta de la órbita. De esta manera, se obtenían todos los perímetros de una manera automatizada, mucho más rápida que la utilizada finalmente. Al introducir los perímetros obtenidos con Matlab en Excel se comprobaba que los resultados no tenían sentido y se contradecían entre sí, resultando imposible realizar un análisis de los resultados obtenidos. Estas incongruencias surgieron por la imposibilidad de Matlab de eliminar todo el ruido de la órbita, aun utilizando el código *tsmovavg*. El ruido seguía afectando en los valores del perímetro.

Por este motivo se ha decidido utilizar un software CAD, en esta ocasión SolidEdge, ya que permite obtener el valor de los perímetros de una manera gráfica. Con este segundo método se introduce un error humano de precisión, sin embargo, este error de precisión es menor que el error que realiza Matlab a causa del ruido de la órbita.

A continuación, a modo de ejemplo se van a representar los resultados obtenidos con los dos métodos, Matlab y SolidEdge, con una profundidad de fisura de $\alpha=0,10$ en el rango de velocidades alrededor de $\frac{1}{3}\omega_c$, en las figuras 22 y 23.

COMPARACIÓN DE RESULTADOS $\alpha = 0,10$

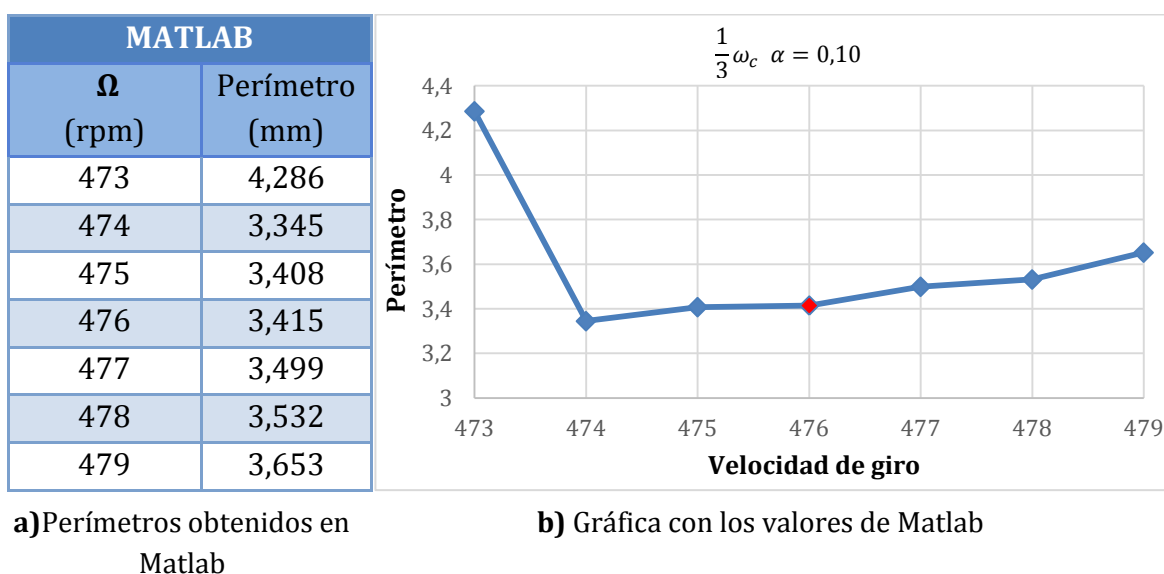
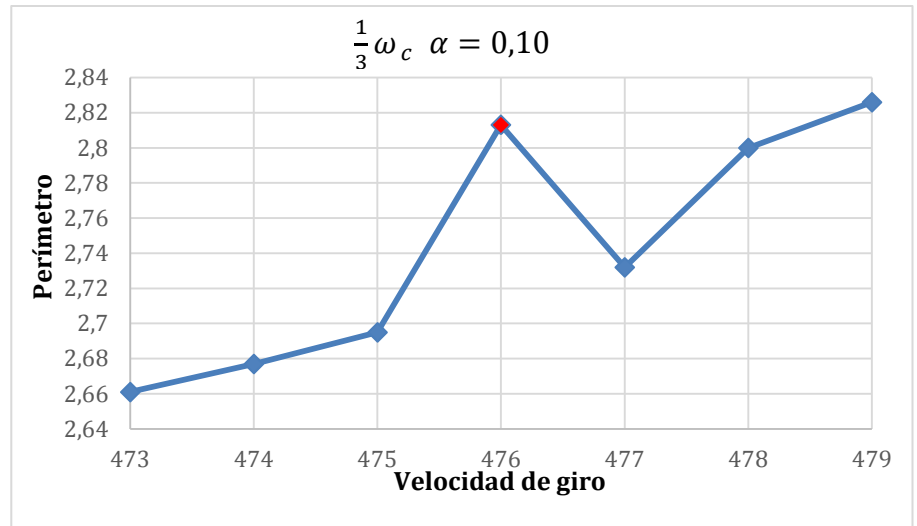


Figura 22. Resultados obtenidos con Matlab.

SOLIDEDGE	
Ω (rpm)	Perímetro (mm)
473	2,661
474	2,677
475	2,695
476	2,813
477	2,732
478	2,800
479	2,826



a) Perímetros obtenidos en SolidEdge

b) Gráfica con los valores de SolidEdge

Figura 23. Resultados obtenidos con SolidEdge.

Se observa que los resultados representados en las figuras 22 y 23 no coinciden. La velocidad que se obtiene como subcrítica difiere y además, los valores de los perímetros son muy diferentes. Si se comparan dichos resultados con los expuestos en la tabla 7, se observa que los obtenidos en SolidEdge (figura 23) coinciden. Además, si se observa la figura 24, se puede ver como la señal aún tiene mucho ruido lo que da resultados erróneos por el método de Matlab. Por tanto, se concluye que es más correcto obtener los perímetros de las órbitas mediante SolidEdge y será el método utilizado en este trabajo.

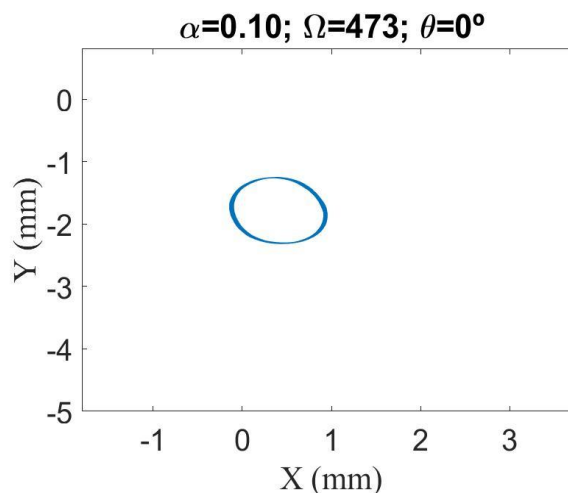


Figura 24. Órbita con ruido.

Capítulo 6. Resultados.

En este capítulo se plantean los resultados que se han obtenido a partir del análisis de los perímetros de las órbitas, descrito en el apartado anterior, para cada profundidad de fisura siendo 8 en total.

Primero se estudia el crecimiento del perímetro de las órbitas dependiendo de la velocidad de giro a la que está sometido el eje. Esto permite obtener el valor de las velocidades subcríticas. Y segundo, se analiza la existencia de indicadores que permiten saber si la fisura ha propagado, relacionando el perímetro de las órbitas con la profundidad de fisura del eje.

6.1 VELOCIDAD CRÍTICA.

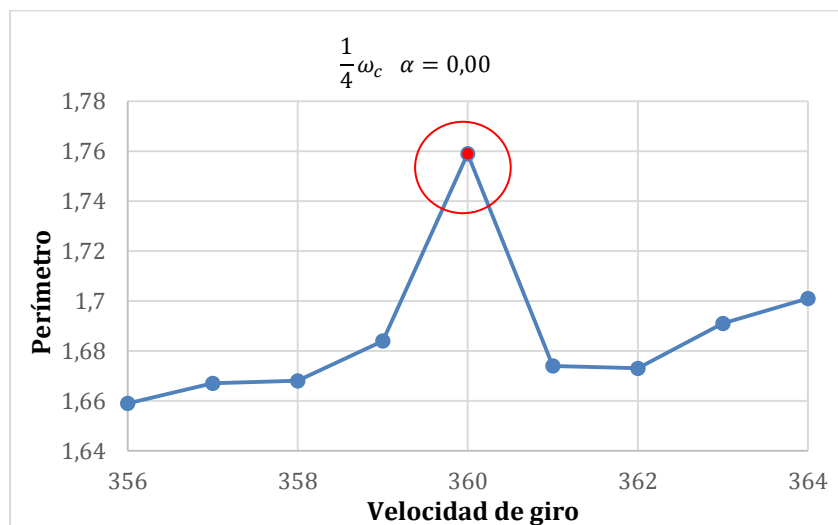
En este apartado se exponen los resultados de las velocidades críticas y subcríticas obtenidas en los diferentes ejes con la profundidad de fisura correspondiente. La velocidad crítica para una misma profundidad de fisura se calcula con tres velocidades subcríticas $\frac{1}{2}\omega_c$, $\frac{1}{3}\omega_c$ y $\frac{1}{4}\omega_c$. Se analizan tres velocidades subcríticas.

Los resultados de las velocidades subcríticas se exponen a través de dos figuras. La primera figura está compuesta por dos partes: a) una tabla con los valores de los perímetros de las órbitas y la velocidad de giro correspondiente y b) una gráfica en la cual se representan los valores de los perímetros frente a las velocidades de giro. En las gráficas se pueden apreciar de una manera visual unos picos que corresponden a la velocidad subcrítica del rango que pertenece. La segunda figura está formada por las órbitas de las distintas velocidades de giro. Con esta figura se pueden apreciar las variaciones y el aumento de tamaño que sufren las órbitas.

6.1.1 PROFUNDIDAD DE FISURA $\alpha=0,00$

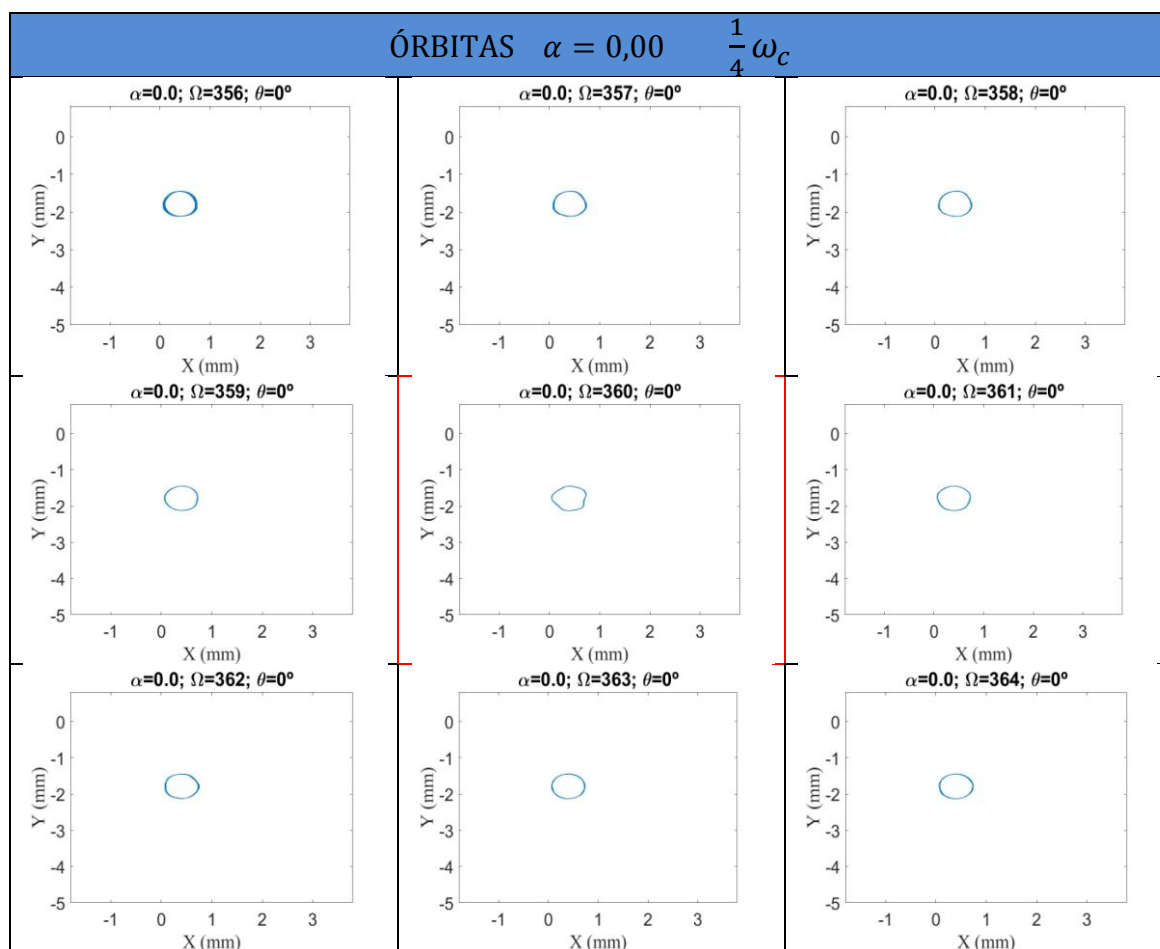
- Para $\frac{1}{4}\omega_c = 360 \text{ rpm}$

$\alpha = 0,00 \quad \frac{1}{4}\omega_c$	
Ω (rpm)	Perímetro (mm)
356	1,659
357	1,667
358	1,668
359	1,684
360	1,759
361	1,674
362	1,673
363	1,691
364	1,701



a) Perímetros

b) Gráficas de los perímetros

Figura 25. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{4}\omega_c \alpha = 0,00$ Figura 26. Órbitas $\frac{1}{4}\omega_c \alpha = 0,00$

En el caso de $\alpha = 0,00$ alrededor de $\frac{1}{4}\omega_c$ la velocidad subcrítica es de 360 rpm, lo que se traduce en una velocidad crítica de 1440 rpm. Si se compara con la tabla 7 la velocidad subcrítica es la misma, por lo tanto, se podría confirmar que el método utilizado funciona.

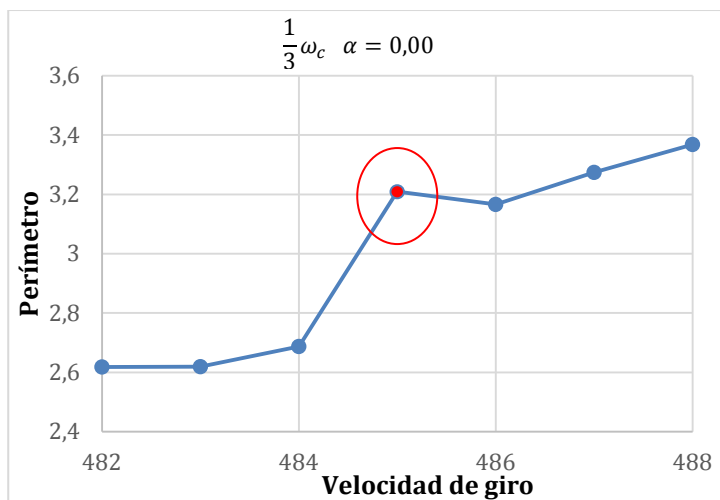
En la figura 25a) se muestran todos los valores de los perímetros del rango de velocidades alrededor de $\frac{1}{4}\omega_c$. Y en la figura 25b) que corresponde al gráfico se puede apreciar en él un pico pronunciado en $\Omega = 360 \text{ rpm}$. Esto quiere decir que el perímetro de la velocidad subcrítica es mayor que el perímetro de las velocidades vecinas.

En la figura 26 se representa la evolución de las órbitas al aumentar la velocidad de giro. Se aprecian pequeños cambios de tamaño y de la forma, la órbita que se corresponde a $\Omega = 360 \text{ rpm}$ se observan irregularidades respecto al resto de órbitas, en esta velocidad la órbita se asemeja a un pentágono.

Para la obtención de la velocidad subcrítica del resto de los casos del trabajo se han utilizado los mismos criterios, explicados en los párrafos anteriores.

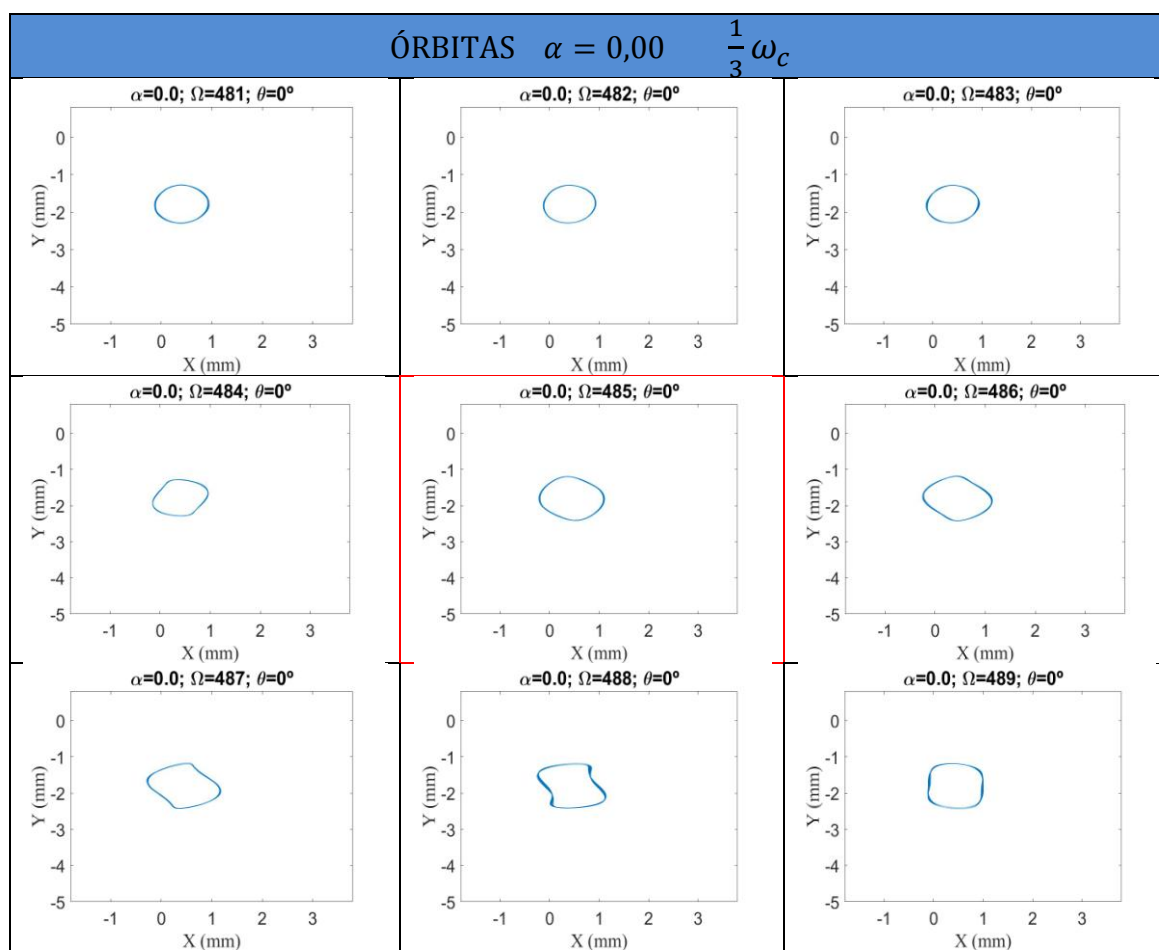
- Para $\frac{1}{3}\omega_c = 485 \text{ rpm}$

$\alpha = 0,00$	$\frac{1}{3}\omega_c$
Ω (rpm)	Perímetro (mm)
482	2,618
483	2,619
484	2,687
485	3,209
486	3,166
487	3,274
488	3,368



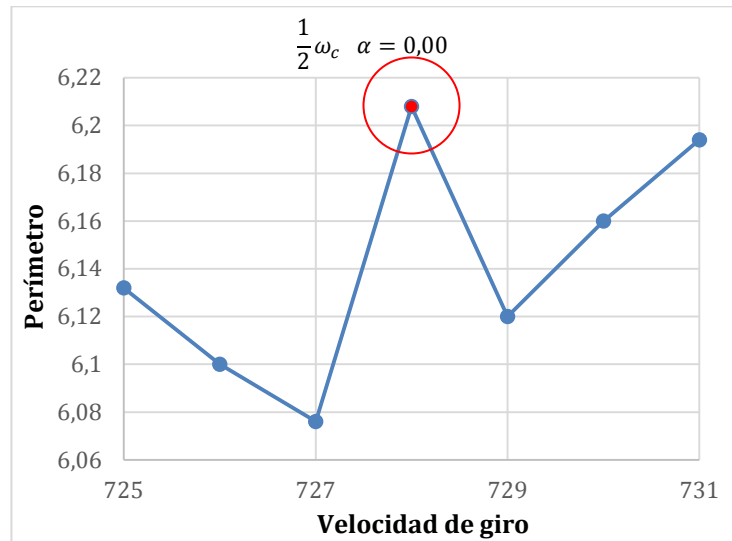
a) Perímetros

b) Gráfica de los perímetros

Figura 27. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{3}\omega_c \alpha = 0,00$ Figura 28. Órbitas $\frac{1}{3}\omega_c \alpha = 0,00$

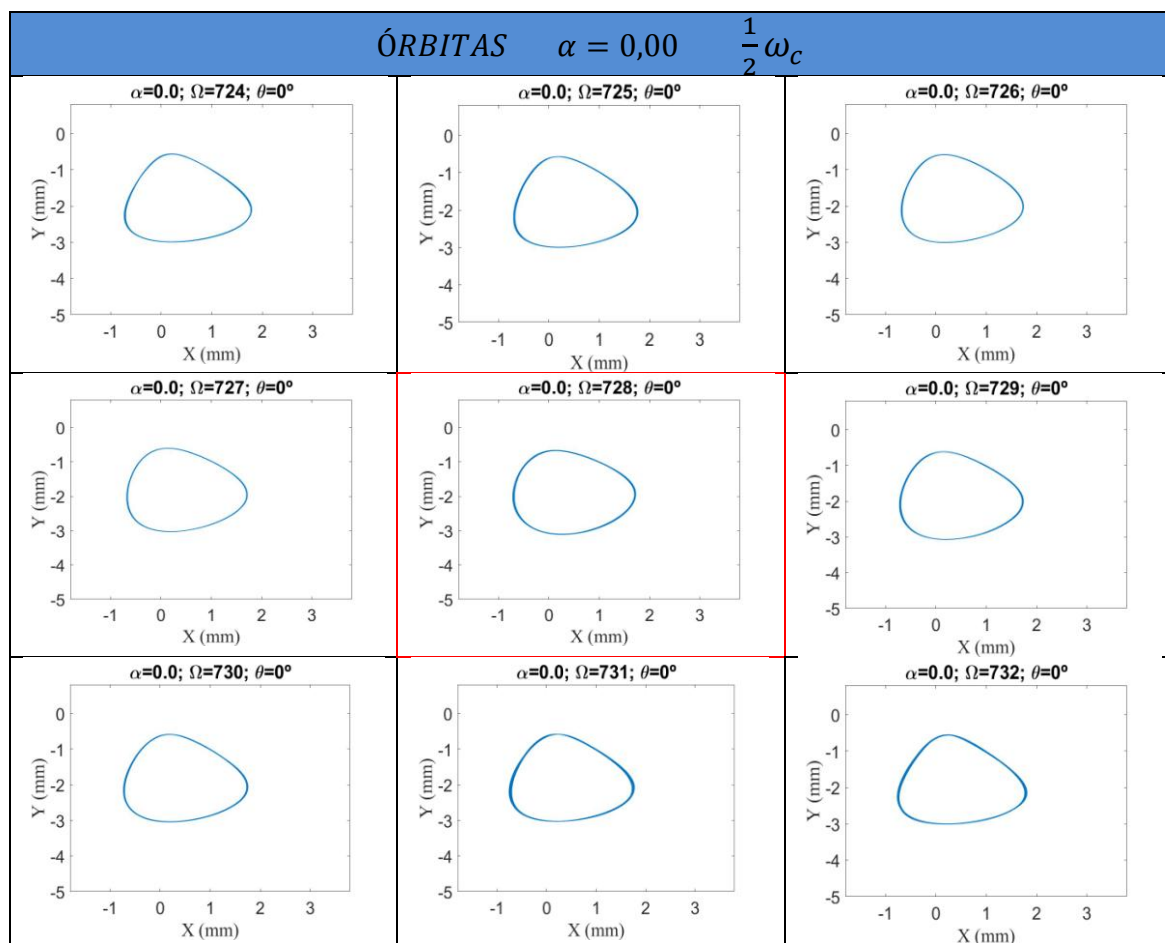
- Para $\frac{1}{2}\omega_c = 728 \text{ rpm}$

$\alpha = 0,00$	$\frac{1}{2}\omega_c$
Velocidad de giro Ω	Perímetro (mm)
725	6,132
726	6,1
727	6,076
728	6,208
729	6,12
730	6,16
731	6,194



a) Perímetros

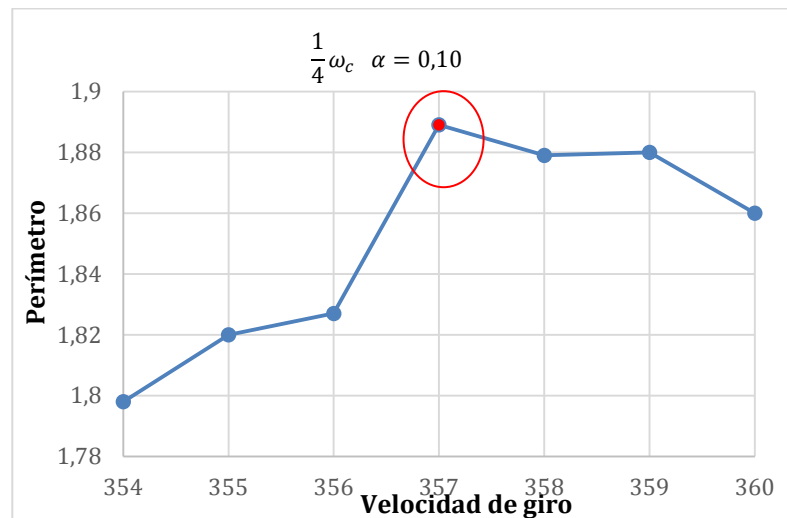
b) Gráfica de los perímetros

Figura 29. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{2}\omega_c \alpha = 0,00$ Figura 30. Órbitas $\alpha = 0,00 \frac{1}{2}\omega_c$.

6.1.2 PROFUNDIDAD DE FISURA $\alpha=0,10$

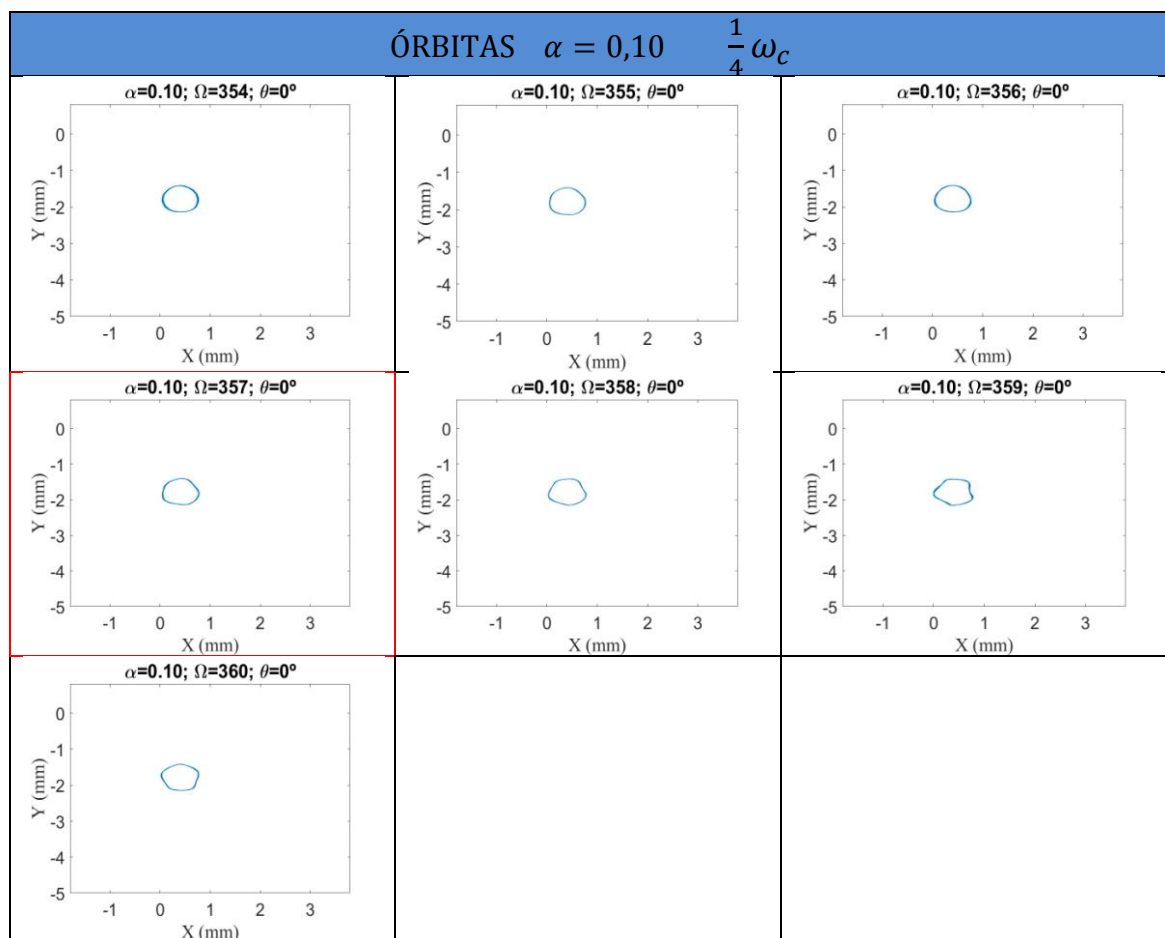
- Para $\frac{1}{4}\omega_c = 357 \text{ rpm}$

$\alpha = 0,10$	$\frac{1}{4}\omega_c$
Ω (rpm)	Perímetro (mm)
354	1,798
355	1,820
356	1,827
357	1,889
358	1,879
359	1,880
360	1,860



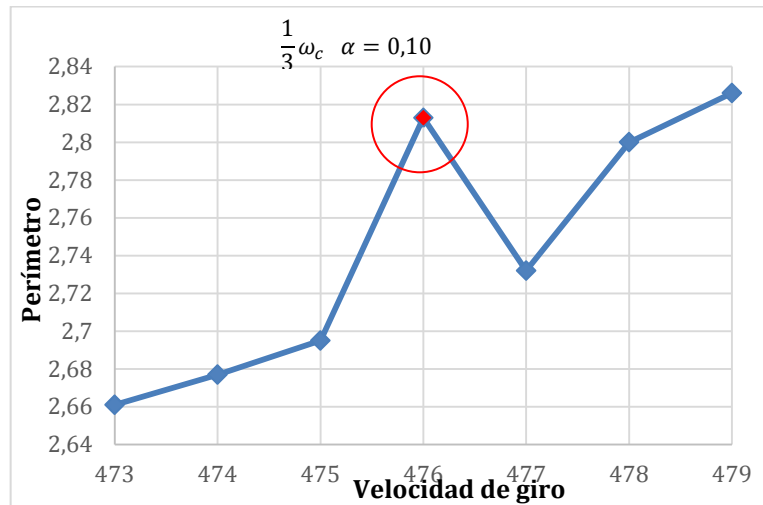
a) Perímetros

b) Gráfica de los perímetros

Figura 31. Perímetro y gráfica alrededor de $\frac{1}{4}\omega_c \alpha = 0,10$ Figura 32. Órbitas $\alpha = 0,10$ $\frac{1}{4}\omega_c$.

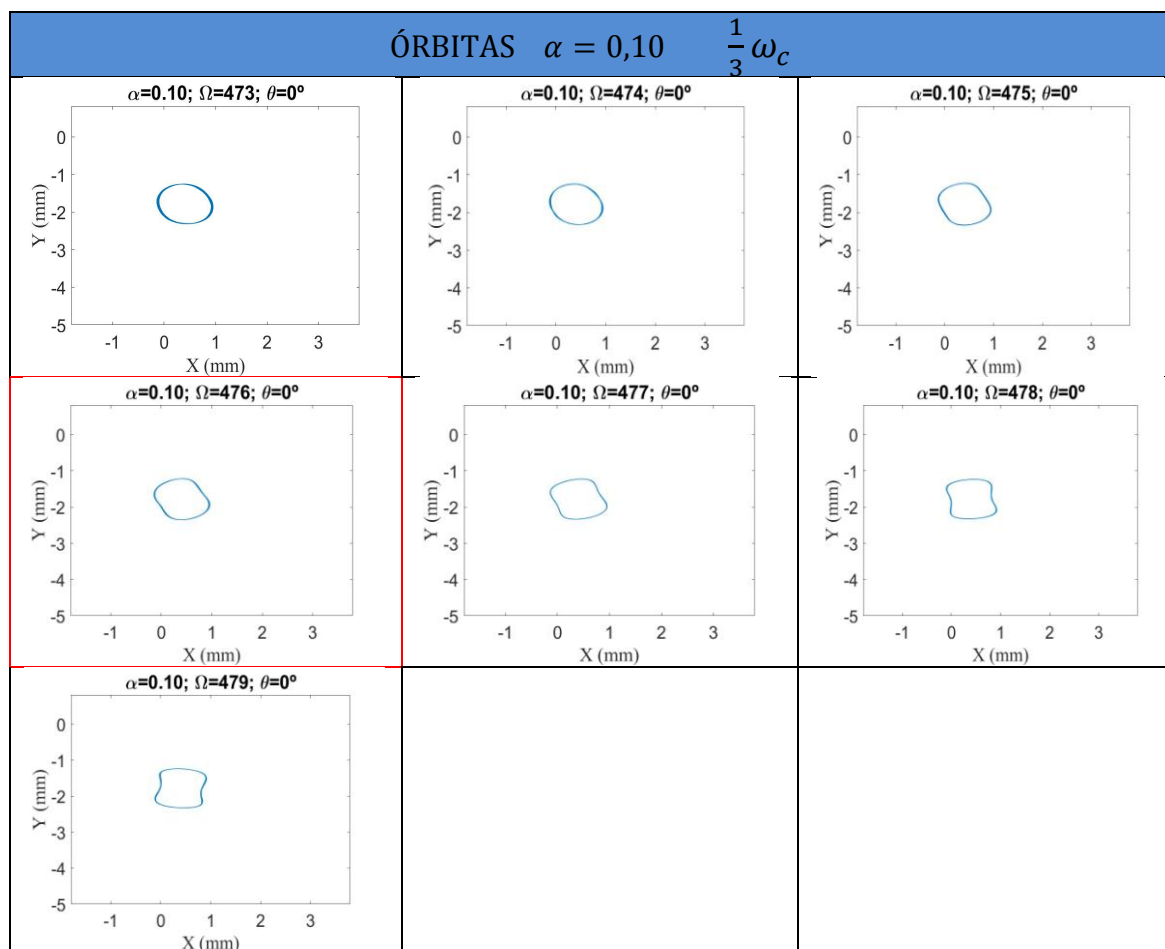
- Para $\frac{1}{3}\omega_c = 476 \text{ rpm}$

$\alpha = 0,10$	$\frac{1}{3}\omega_c$
Ω (rpm)	Perímetro (mm)
473	2,661
474	2,677
475	2,695
476	2,813
477	2,732
478	2,800
479	2,826



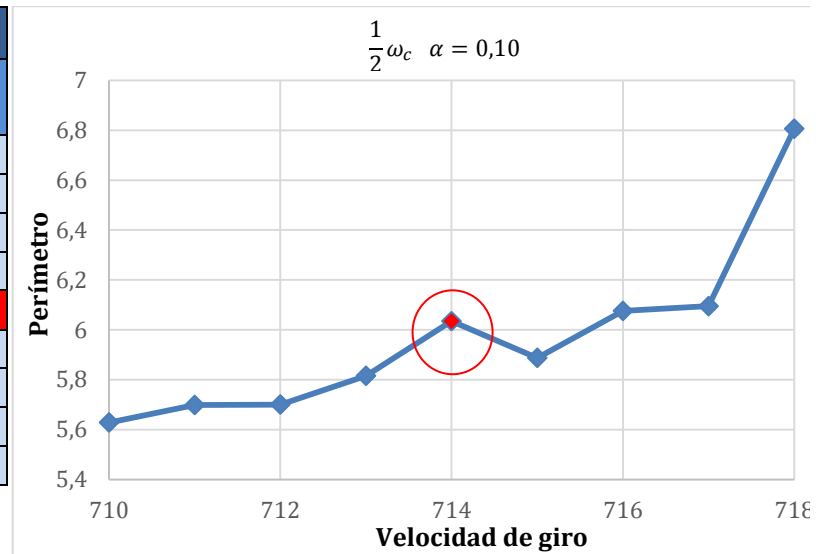
a) Perímetros

b) Gráfica de los perímetros

Figura 33. Perímetro y gráfica alrededor de $\frac{1}{3}\omega_c \alpha = 0,10$ Figura 34. Órbitas $\alpha = 0,10 \frac{1}{3}\omega_c$.

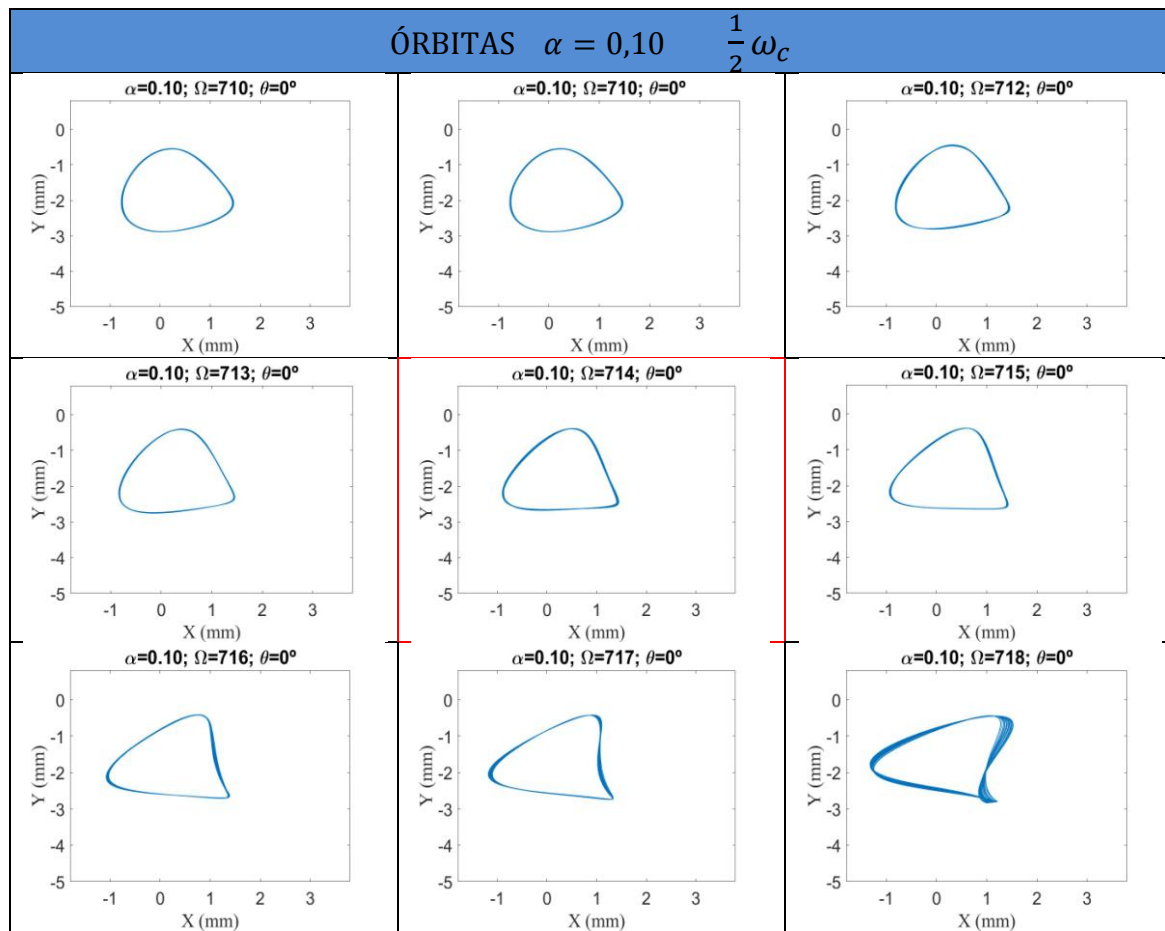
- Para $\frac{1}{2}\omega_c = 714 \text{ rpm}$

$\alpha = 0,10$	$\frac{1}{2}\omega_c$
Ω (rpm)	Perímetro (mm)
710	5,629
711	5,699
712	5,701
713	5,816
714	6,035
715	5,888
716	6,076
717	6,095
718	6,806



a) Perímetros

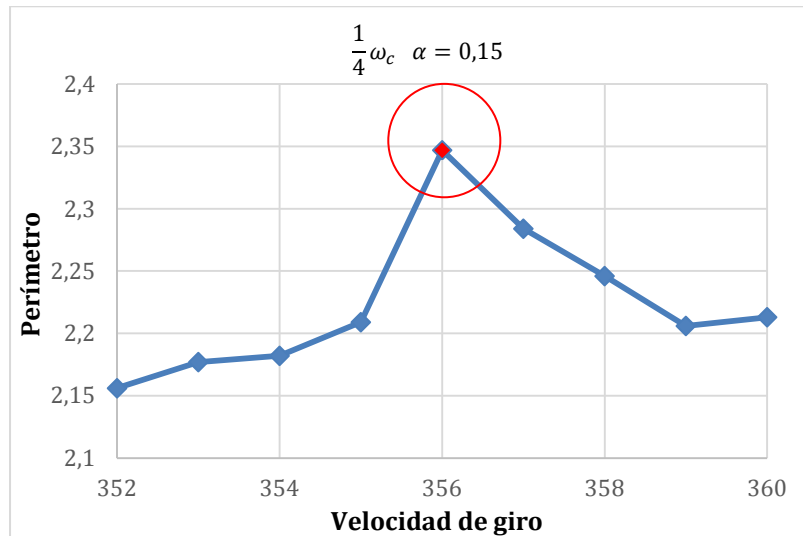
b) Gráfica de los perímetros

Figura 35. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{2}\omega_c \quad \alpha = 0,10$ Figura 36. Órbitas $\alpha = 0,10 \quad \frac{1}{2}\omega_c$.

6.1.3 PROFUNDIDAD DE FISURA $\alpha=0,15$

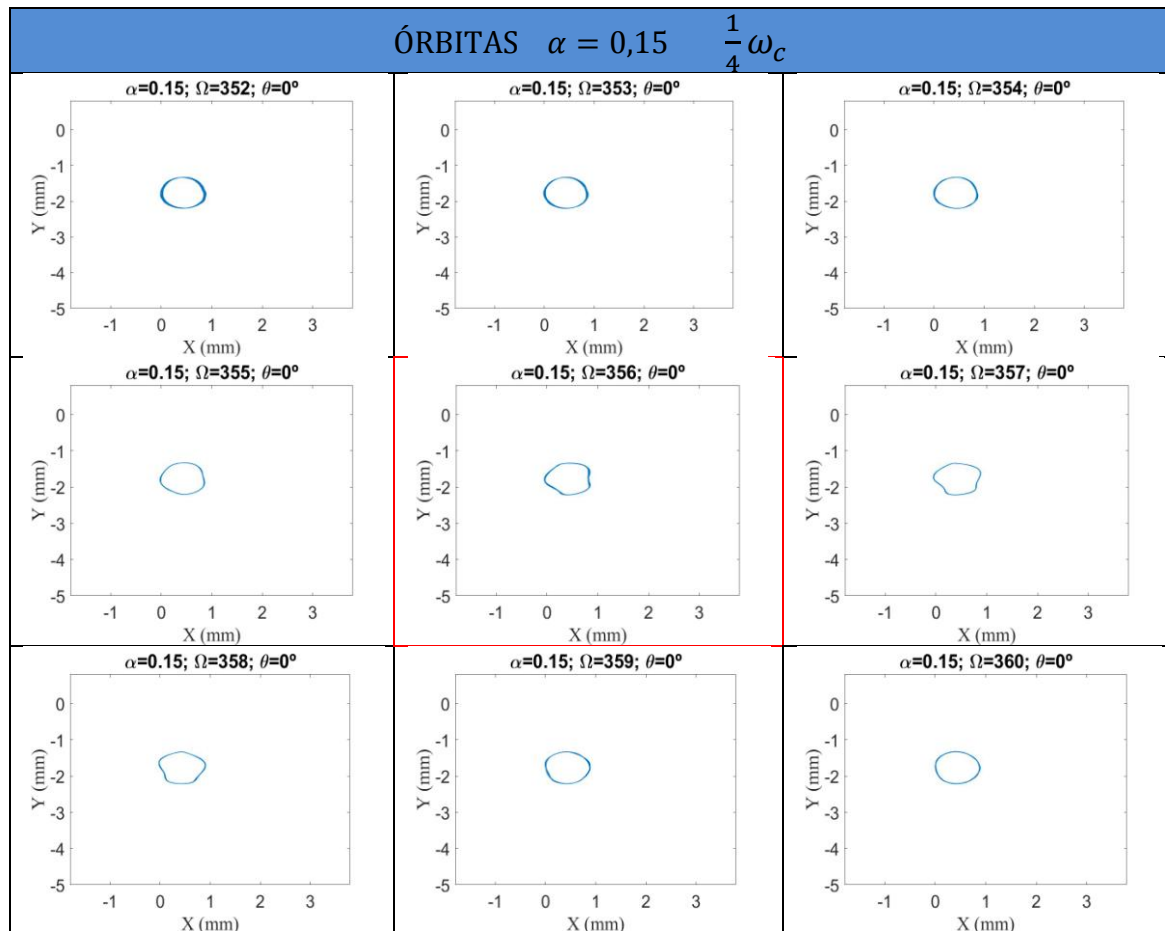
- Para $\frac{1}{4}\omega_c = 356 \text{ rpm}$

$\alpha = 0,15$	$\frac{1}{4}\omega_c$
Ω (rpm)	Perímetro (mm)
352	2,156
353	2,177
354	2,182
355	2,209
356	2,347
357	2,284
358	2,246
359	2,206
360	2,213



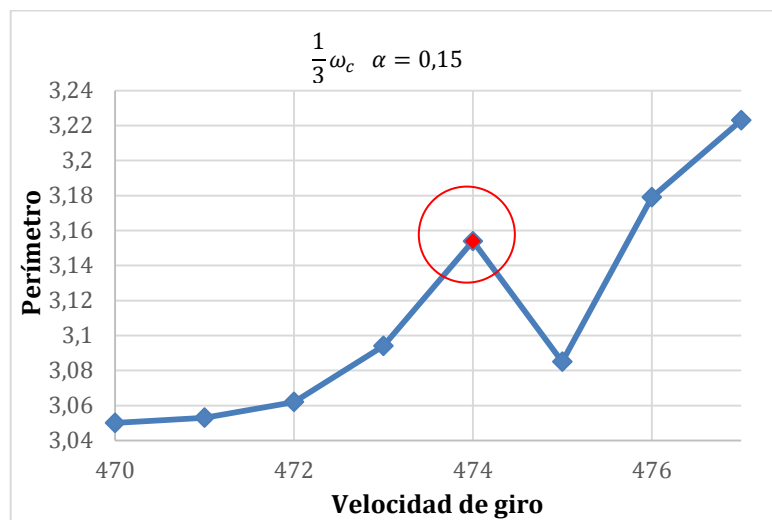
a) Perímetros

b) Gráfica de los perímetros

Figura 37. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{4}\omega_c \alpha = 0,15$ Figura 38. Órbitas $\alpha = 0,15$ $\frac{1}{4}\omega_c$.

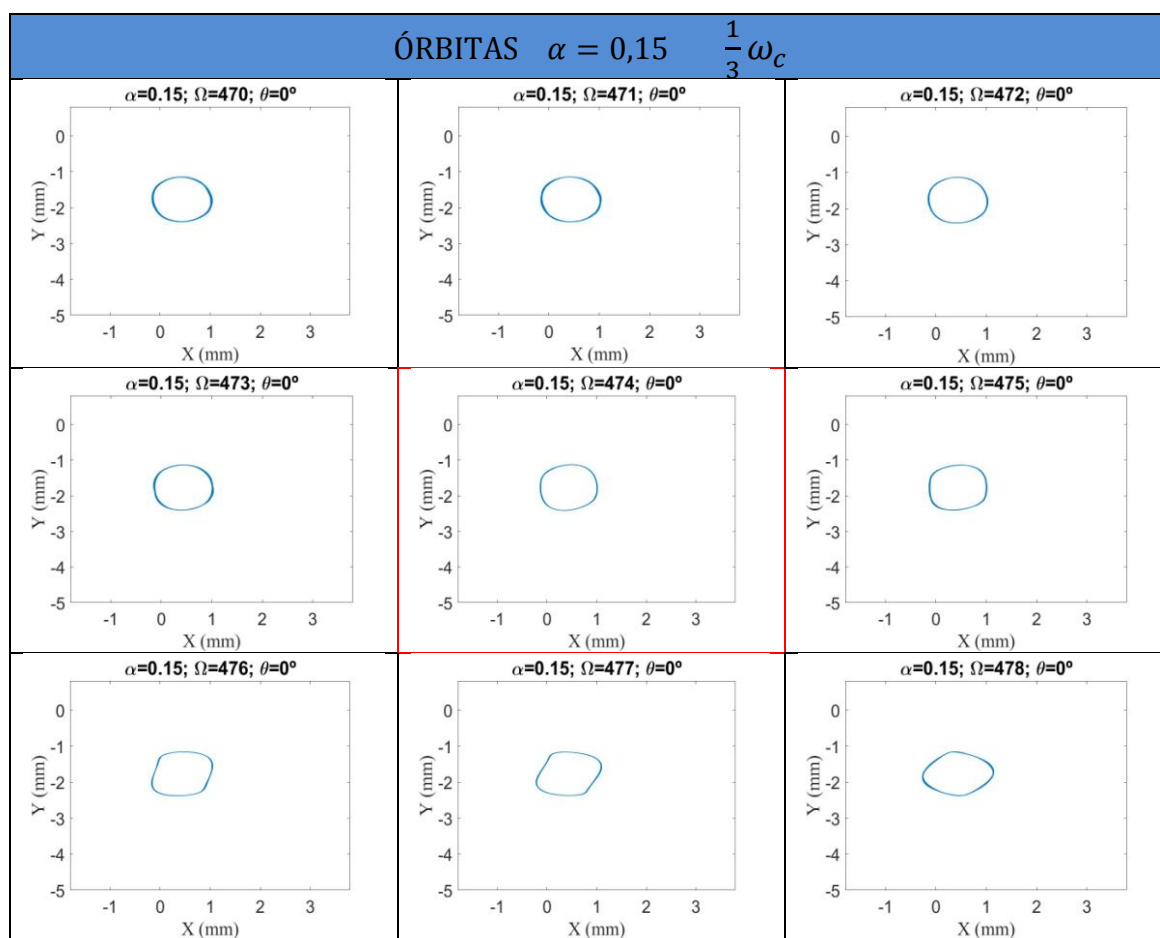
- Para $\frac{1}{3}\omega_c = 474 \text{ rpm}$

$\alpha = 0,15$	$\frac{1}{3}\omega_c$
Ω (rpm)	Perímetro (mm)
470	3,050
471	3,053
472	3,062
473	3,094
474	3,154
475	3,085
476	3,179
477	3,223



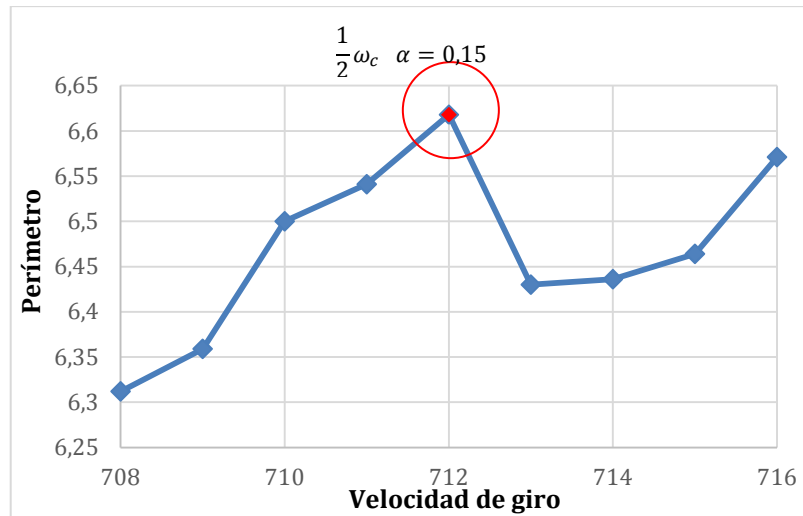
a) Perímetros

b) Gráfica de los perímetros

Figura 39. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{3}\omega_c \alpha = 0,15$ Figura 40. Órbitas $\alpha = 0,15 \frac{1}{3}\omega_c$.

- Para $\frac{1}{2}\omega_c = 712 \text{ rpm}$

$\alpha = 0,15$	$\frac{1}{2}\omega_c$
Ω (rpm)	Perímetro (mm)
708	6,312
709	6,359
710	6,500
711	6,541
712	6,618
713	6,43
714	6,436
715	6,464
716	6,571



a) Perímetros

b) Gráfica de los perímetros

Figura 41. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{2}\omega_c \alpha = 0,15$

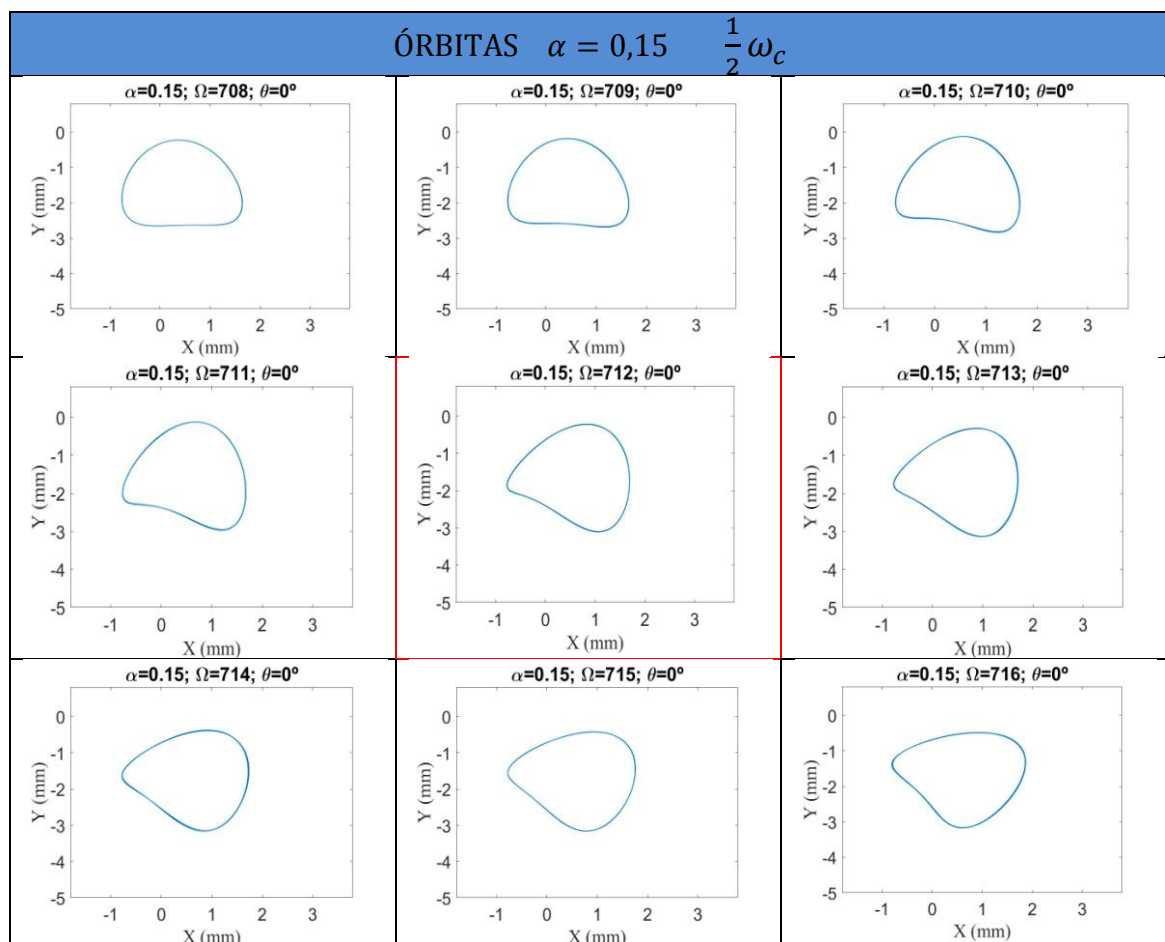
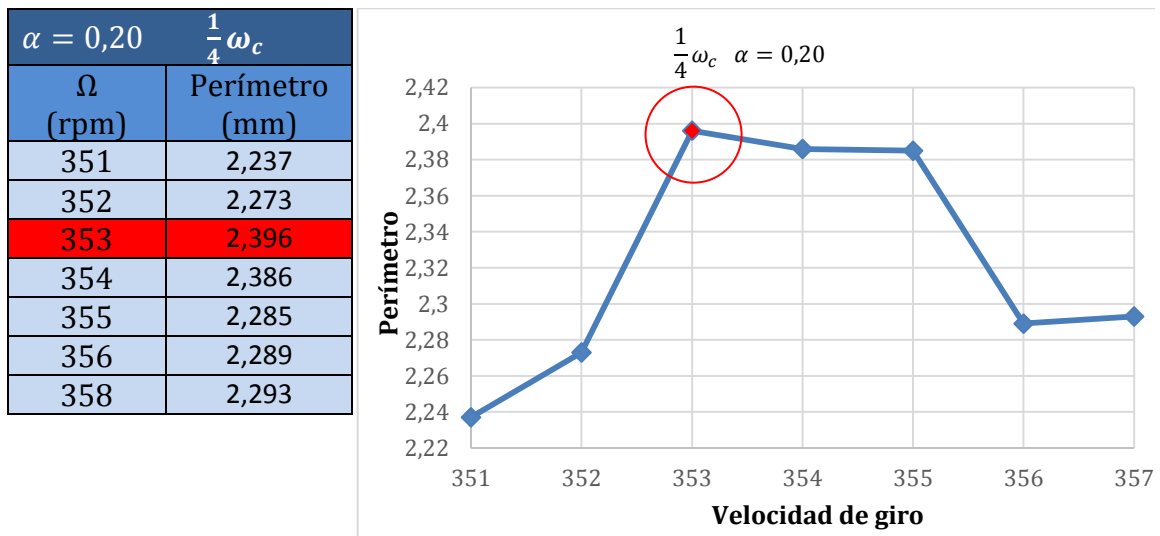


Figura 42. Órbitas $\alpha = 0,15 \frac{1}{2}\omega_c$.

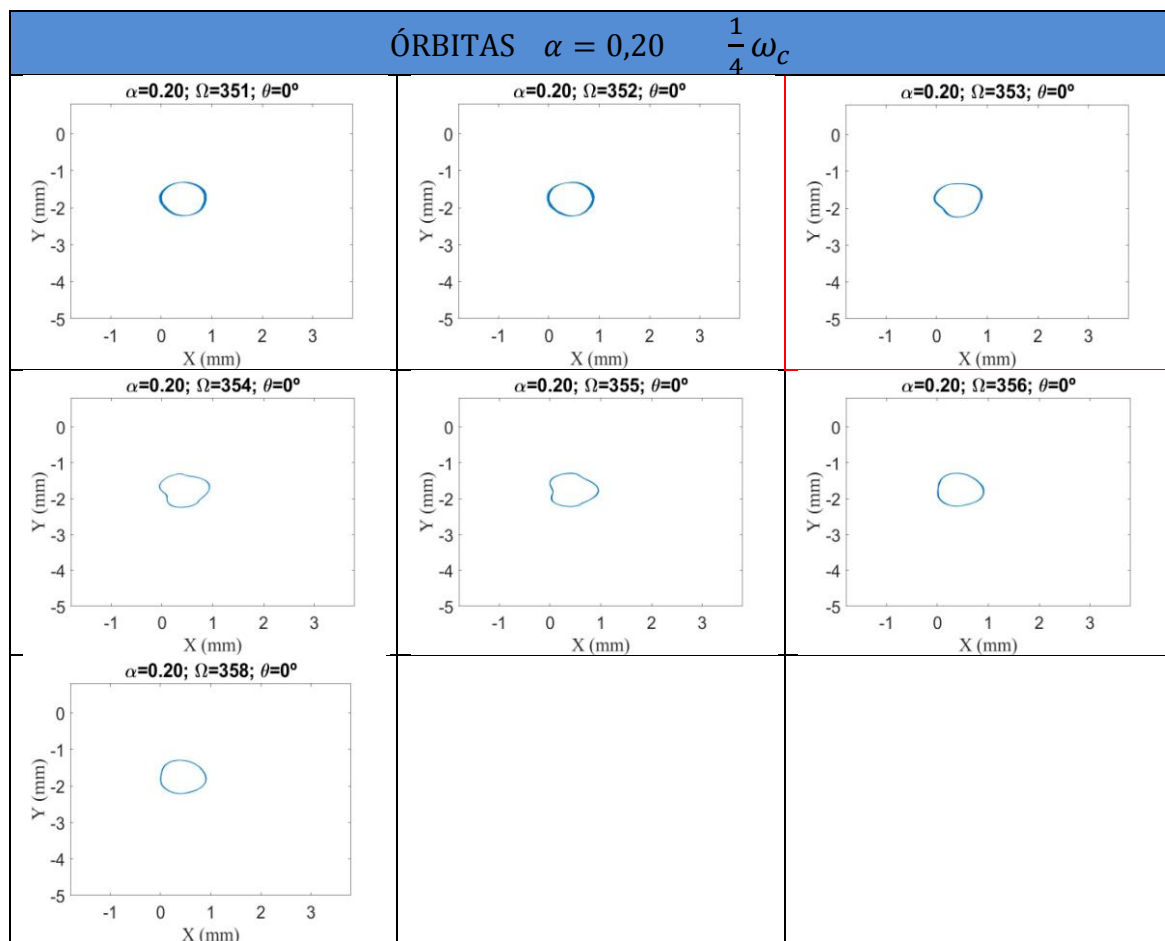
6.1.4 PROFUNDIDAD DE FISURA $\alpha=0,20$

- Para $\frac{1}{4}\omega_c = 353 \text{ rpm}$



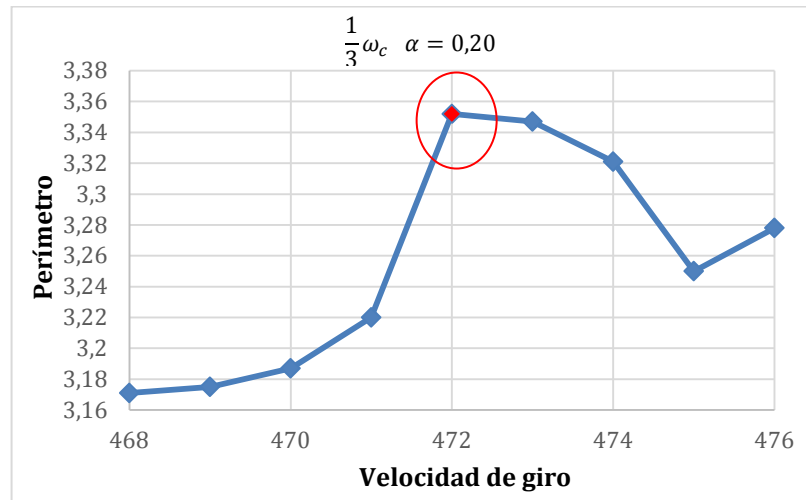
a) Perímetros

b) Gráfica de los perímetros

Figura 43. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{4}\omega_c$ $\alpha = 0,20$ Figura 44. Órbitas $\alpha = 0,20$ $\frac{1}{4}\omega_c$.

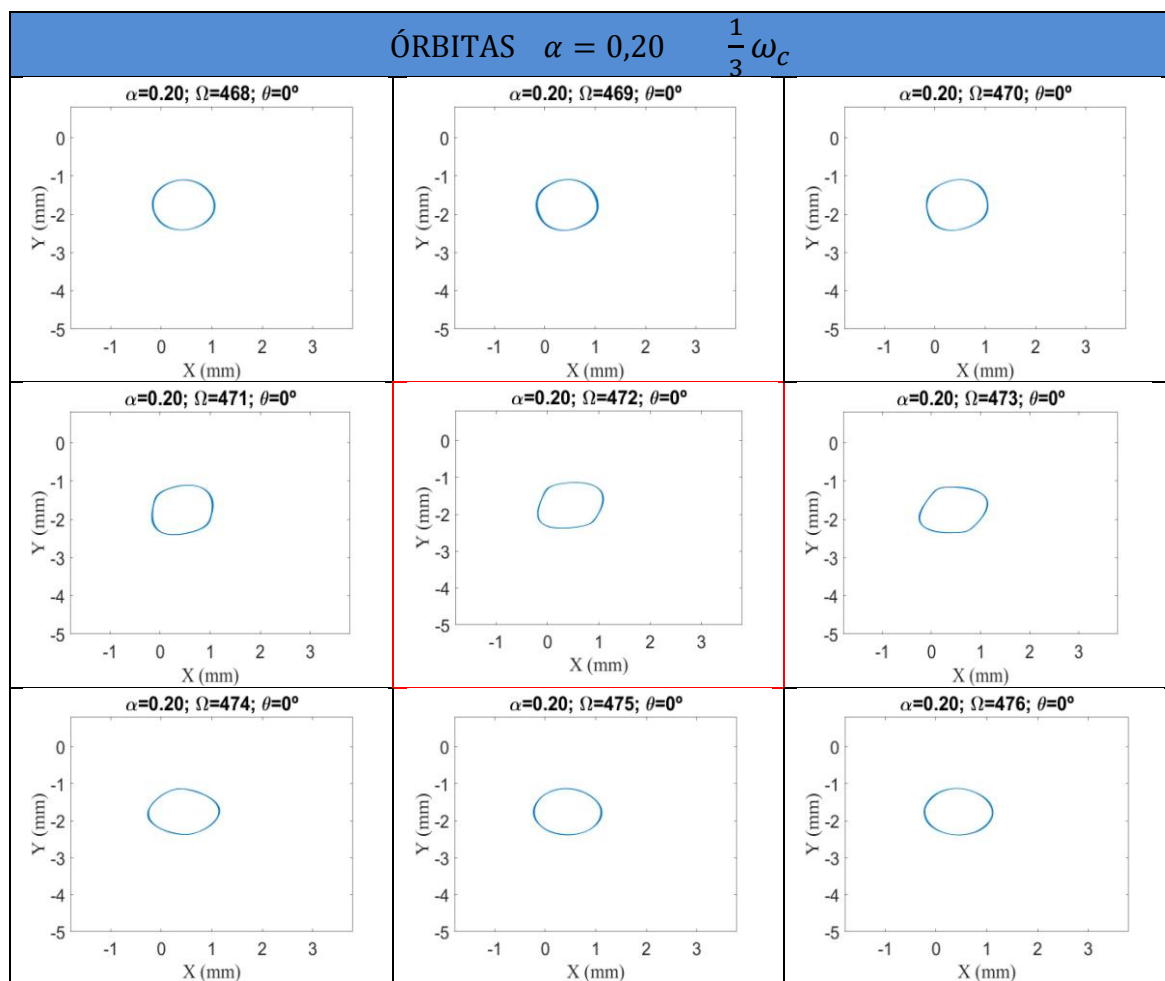
- Para $\frac{1}{3}\omega_c = 472 \text{ rpm}$

$\alpha = 0,20$	$\frac{1}{3}\omega_c$
Ω (rpm)	Perímetro (mm)
468	3,171
469	3,175
470	3,187
471	3,220
472	3,352
473	3,347
474	3,321
475	3,250
476	3,278



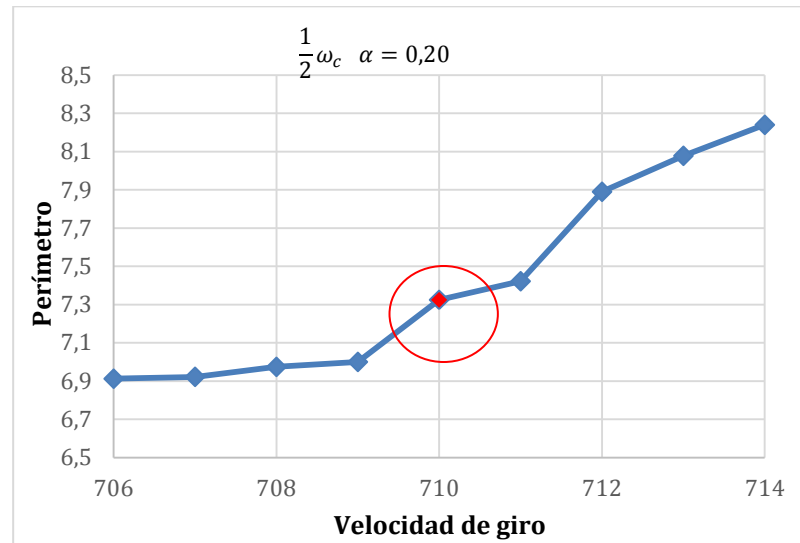
a) Perímetros

b) Gráfica de los perímetros

Figura 45. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{3}\omega_c \alpha = 0,20$ Figura 46. Órbitas $\alpha = 0,20 \frac{1}{3}\omega_c$.

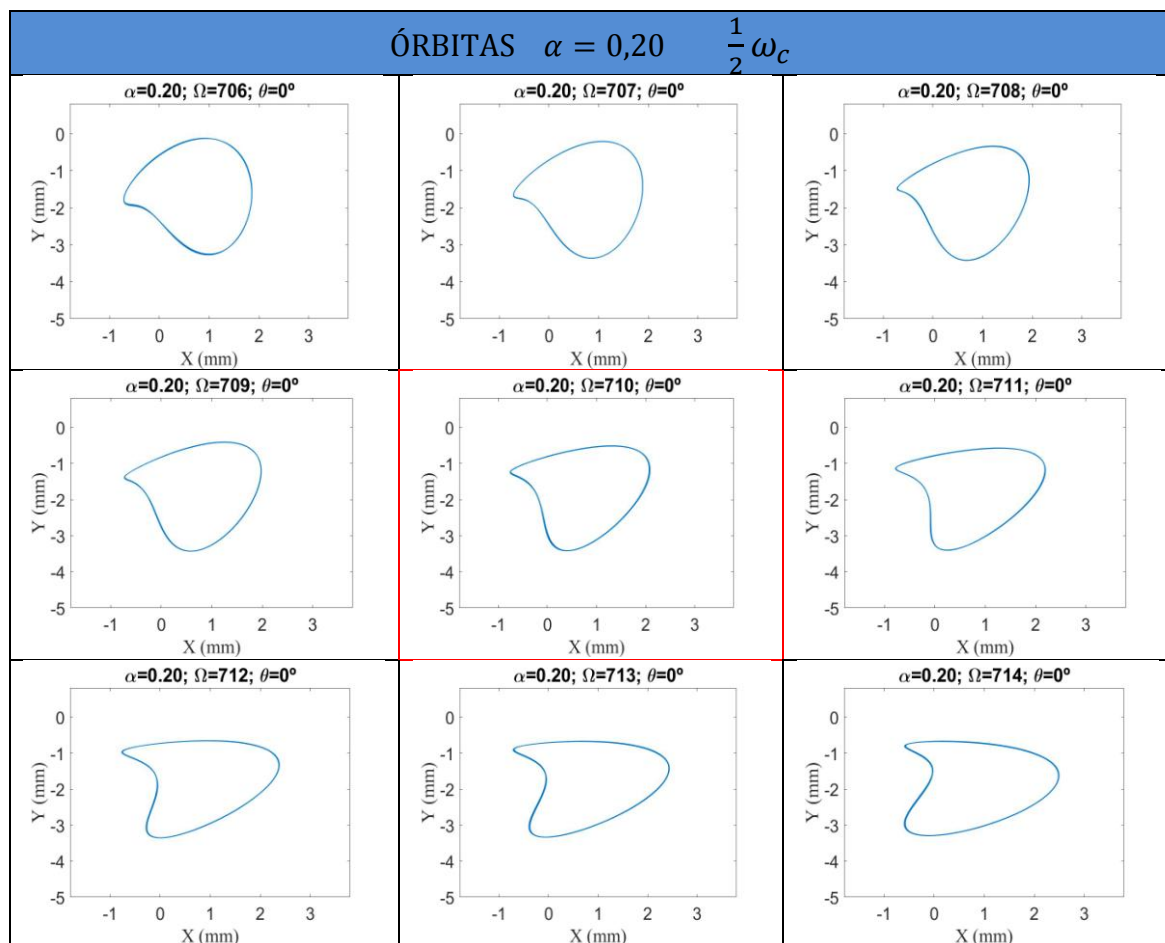
- Para $\frac{1}{2}\omega_c = 710 \text{ rpm}$

$\alpha = 0,20$	$\frac{1}{2}\omega_c$
Ω (rpm)	Perímetro (mm)
706	6,912
707	6,922
708	6,974
709	7,000
710	7,325
711	7,442
712	7,890
713	8,078
714	8,240



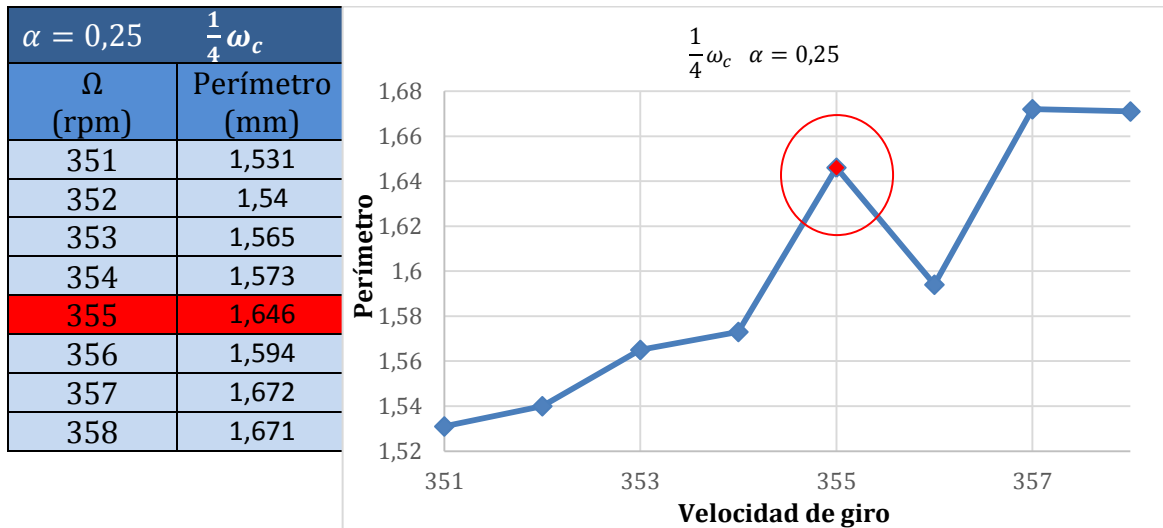
a) Perímetros

b) Gráfica de los perímetros

Figura 47. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{2}\omega_c \alpha = 0,20$ Figura 48. Órbitas $\alpha = 0,20 \frac{1}{2}\omega_c$.

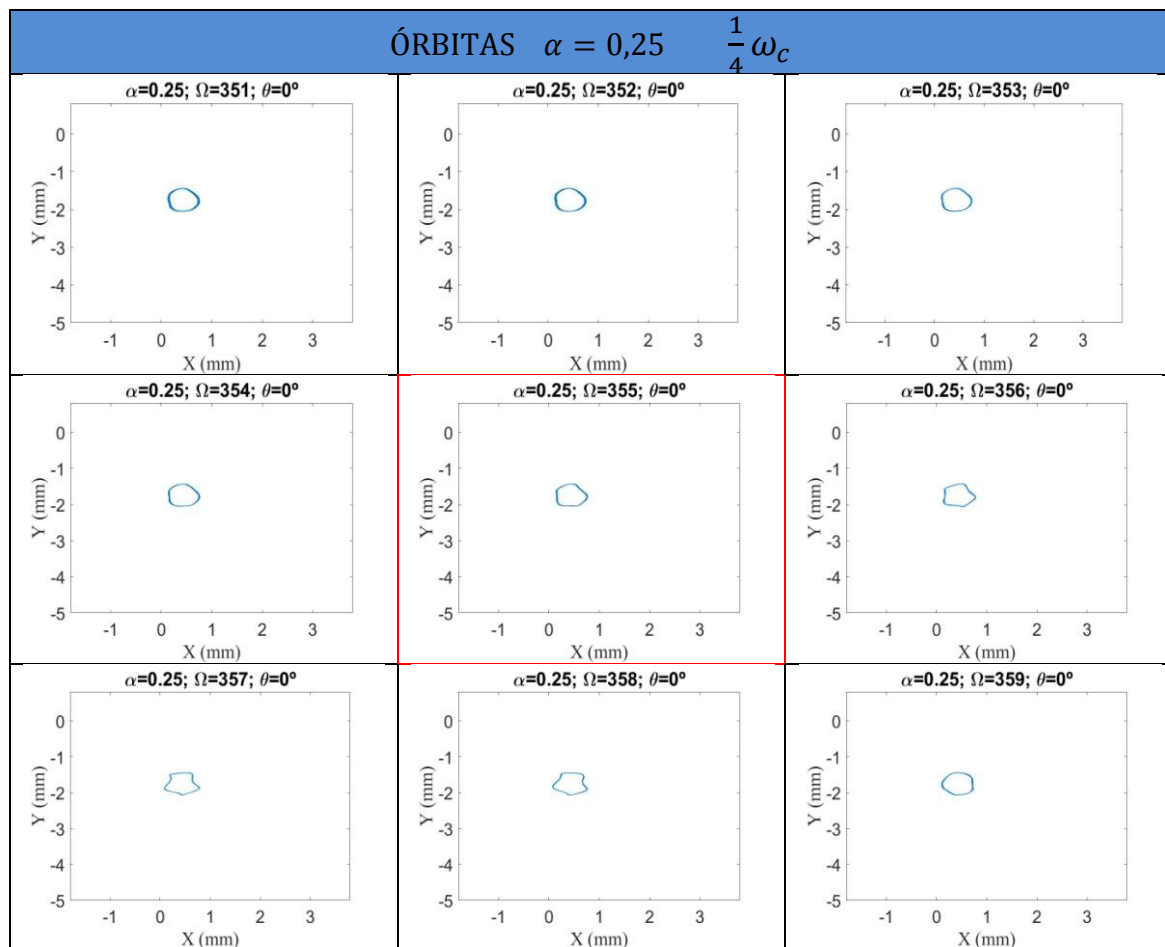
6.1.5 PROFUNDIDAD DE FISURA $\alpha=0,25$

- Para $\frac{1}{4}\omega_c = 355$ rpm



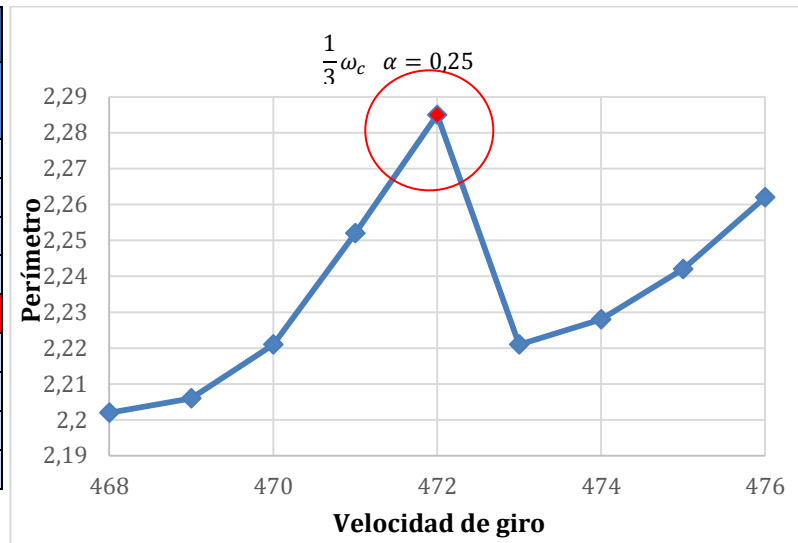
a) Perímetros

b) Gráfica de los perímetros

Figura 49. Perímetro y gráfica alrededor de $\frac{1}{4}\omega_c \quad \alpha = 0,25$ Figura 50. Órbitas $\alpha = 0,25 \quad \frac{1}{4}\omega_c$.

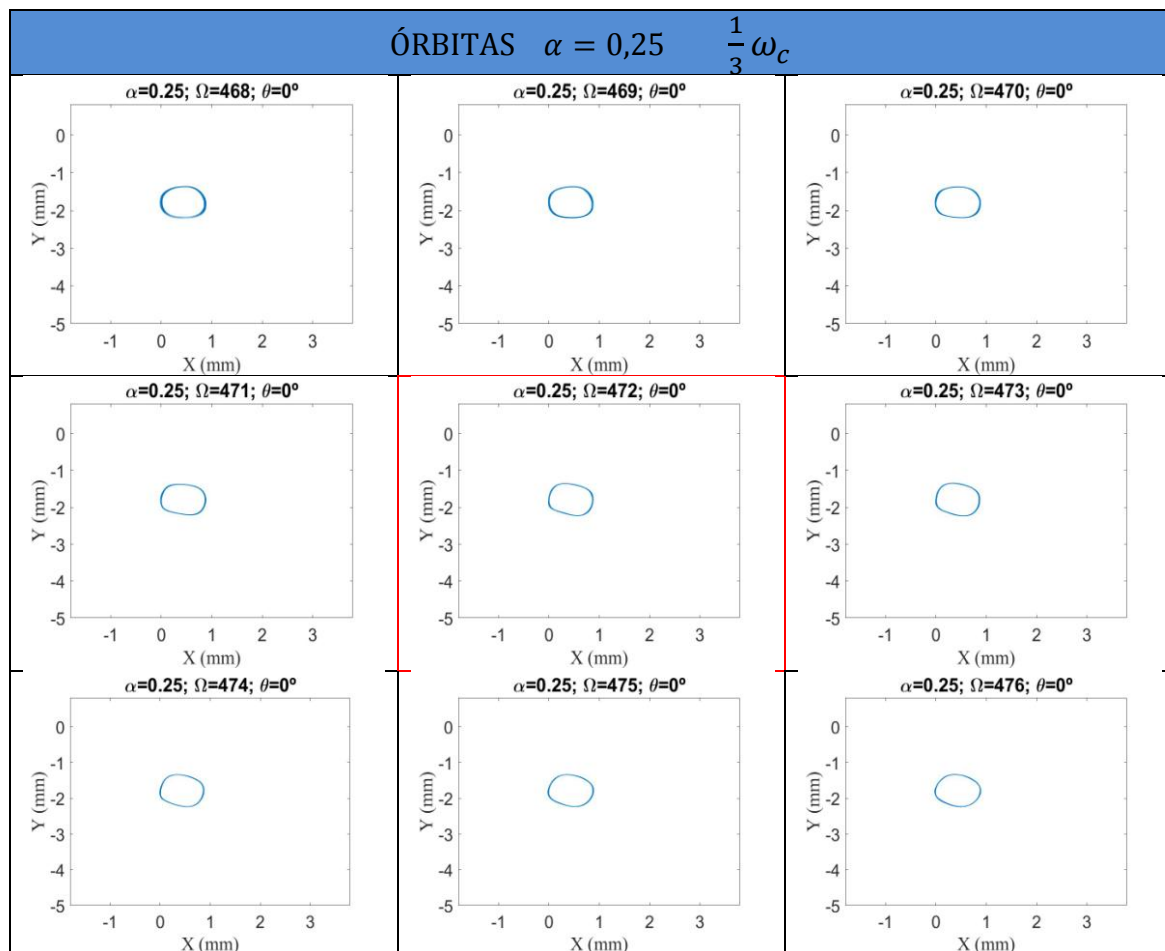
- Para $\frac{1}{3}\omega_c = 472$ rpm

$\alpha = 0,25$ $\frac{1}{3}\omega_c$	
Ω (rpm)	Perímetro (mm)
468	2,202
469	2,206
470	2,221
471	2,252
472	2,285
473	2,221
474	2,228
475	2,242
476	2,262



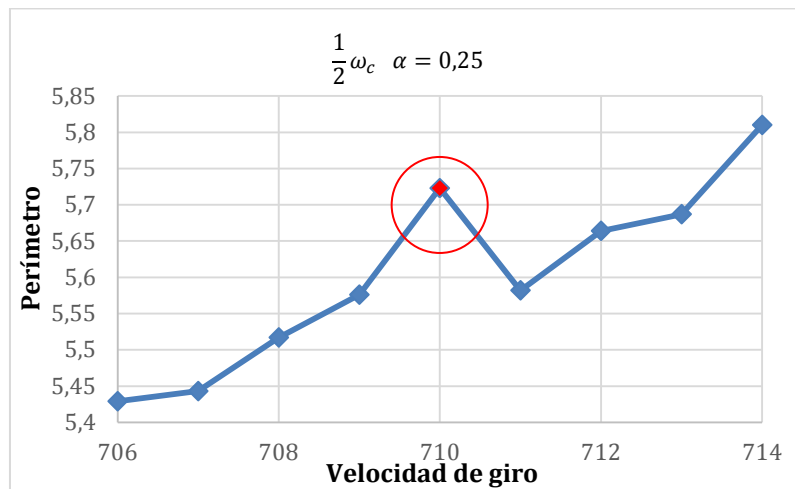
a) Perímetros

b) Gráfica de los perímetros

Figura 51. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{3}\omega_c$ $\alpha = 0,25$ Figura 52. Órbitas $\alpha = 0,25$ $\frac{1}{3}\omega_c$.

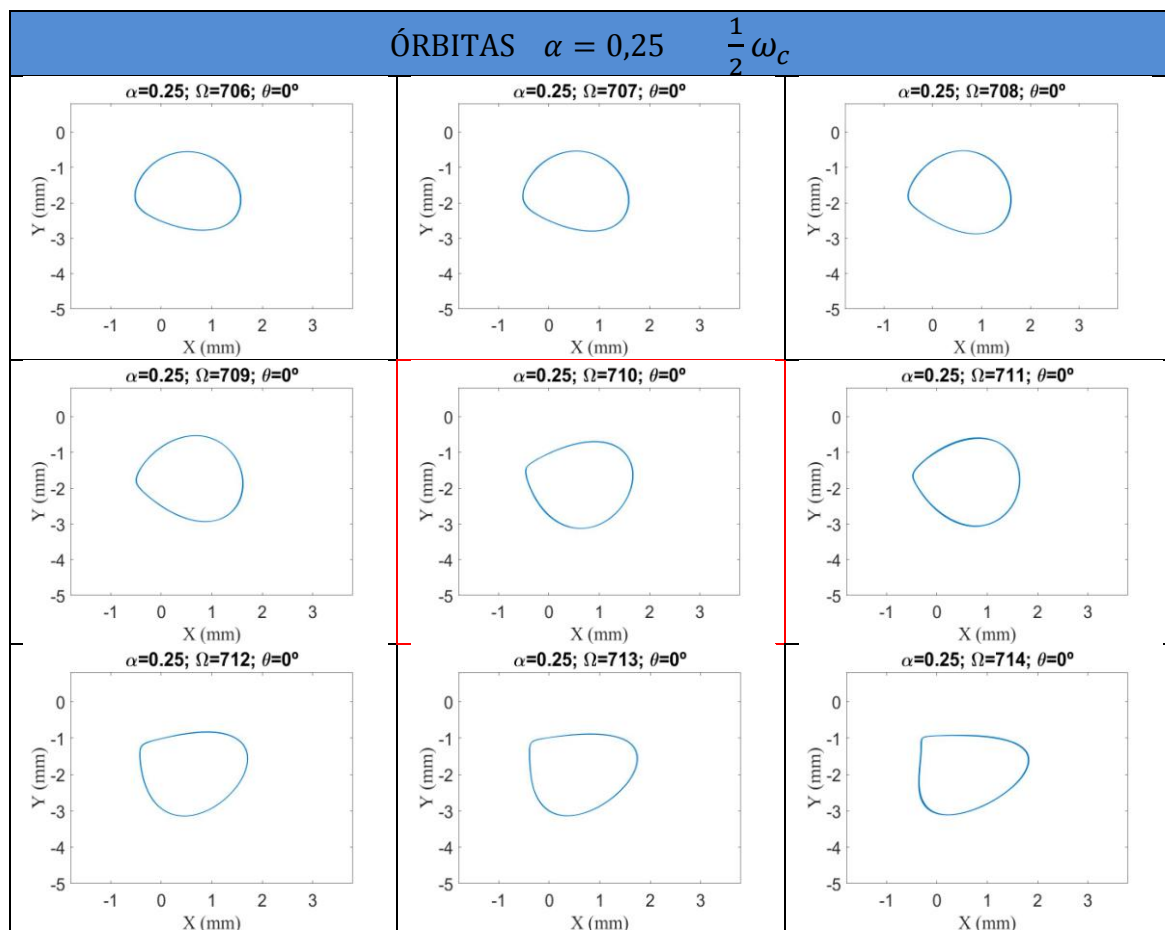
- Para $(1/2)\omega_c = 710$ rpm

$\alpha = 0,25 \quad \frac{1}{2}\omega_c$	
Ω (rpm)	Perímetro (mm)
706	5,429
707	5,443
708	5,517
709	5,576
710	5,723
711	5,582
712	5,664
713	5,687
714	5,81



a) Perímetros

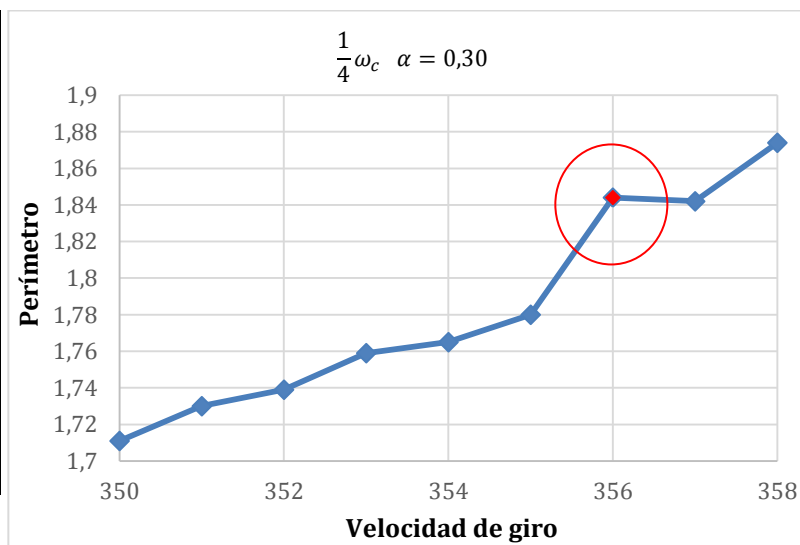
b) Gráficas de los perímetros

Figura 53. Perímetros y gráficas alrededor de $\frac{1}{2}\omega_c \alpha = 0,25$ Figura 54. Órbitas $\alpha = 0,25 \quad \frac{1}{2}\omega_c$.

6.1.6 PROFUNDIDAD DE FISURA $\alpha=0,30$

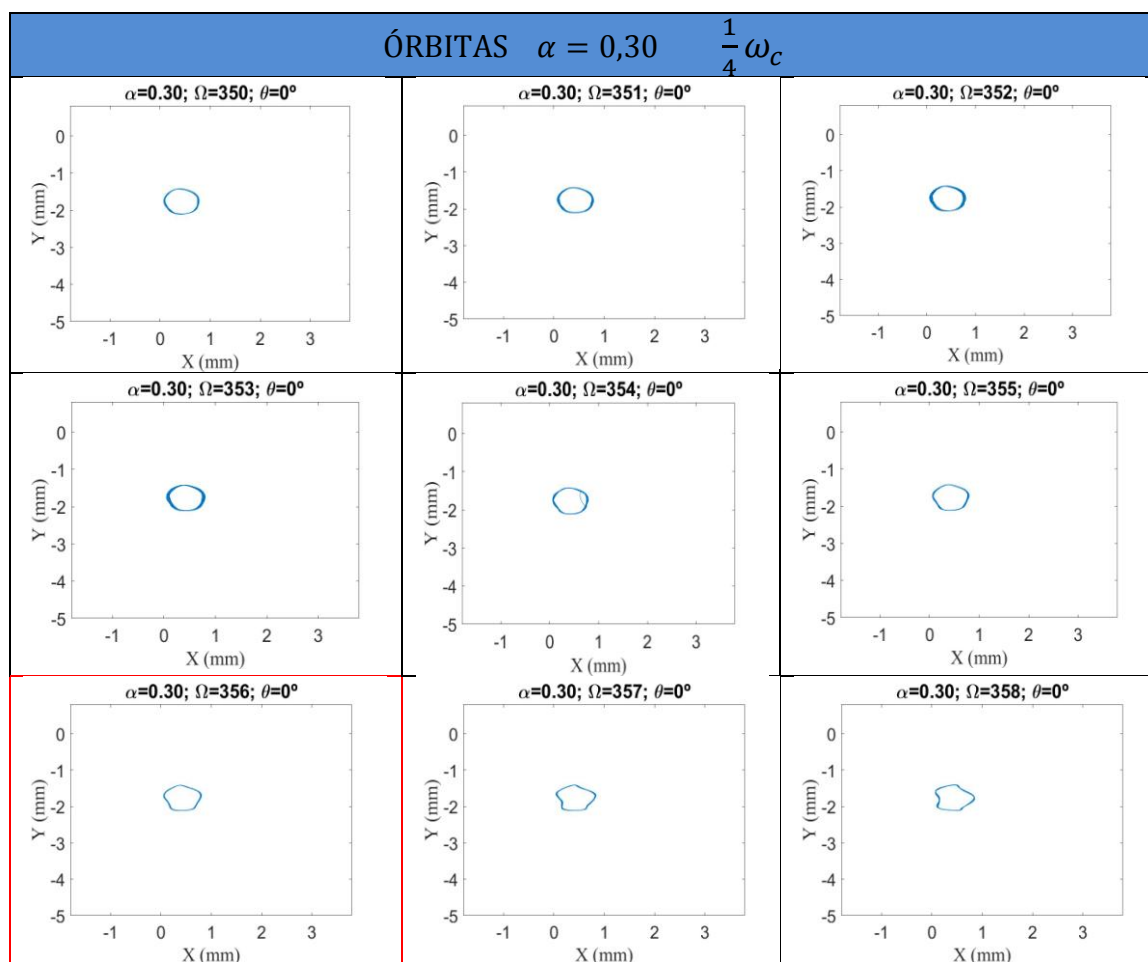
- Para $\frac{1}{4}\omega_c = 356$ rpm

$\alpha = 0,30$	$\frac{1}{4}\omega_c$
Velocidad de giro Ω	Perímetro (mm)
350	1,711
351	1,730
352	1,739
353	1,759
354	1,765
355	1,780
356	1,844
357	1,842
358	1,874



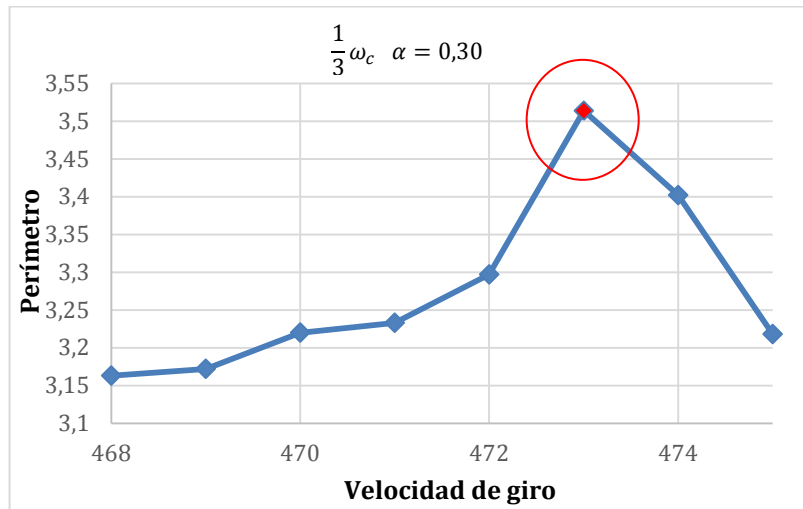
a) Perímetros

b) Gráfica de los perímetros

Figura 55. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{4}\omega_c \quad \alpha = 0,30$ Figura 56. Órbitas $\alpha = 0,30 \quad \frac{1}{4}\omega_c$

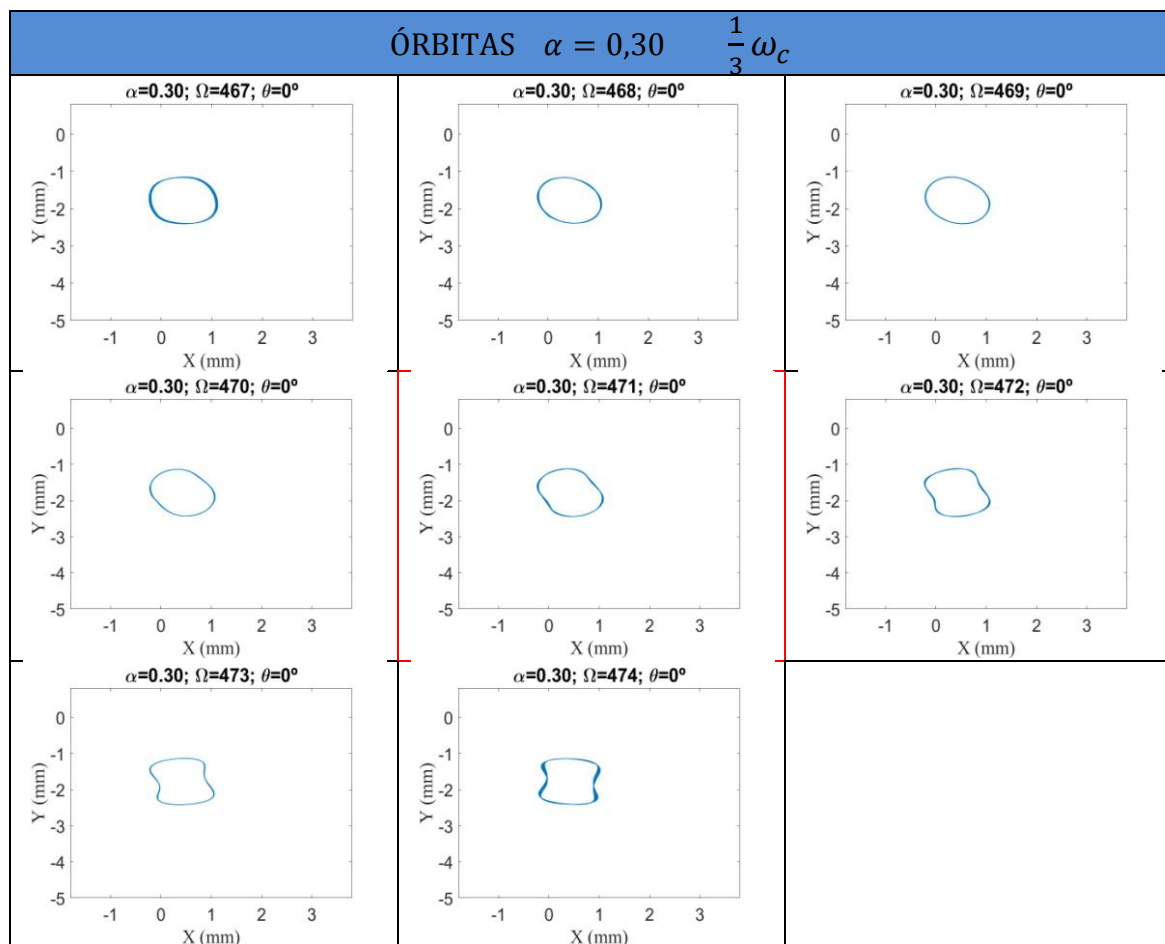
- Para $\frac{1}{3}\omega_c = 473 \text{ rpm}$

$\alpha = 0,30$	$\frac{1}{3}\omega_c$
Ω (rpm)	Perímetro (mm)
468	3,163
469	3,172
470	3,220
471	3,233
472	3,297
473	3,514
474	3,402
475	3,218



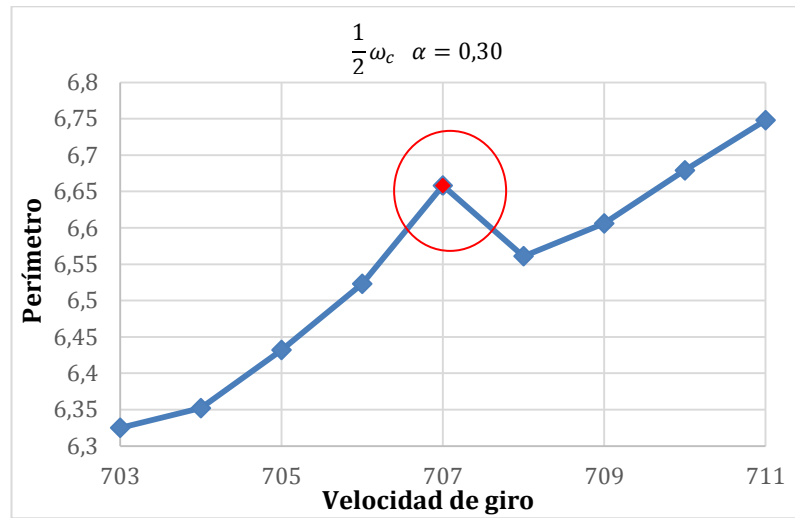
a) Perímetros

b) Gráfica de los perímetros

Figura 57. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{3}\omega_c \alpha = 0,30$ Figura 58. Órbitas $\alpha = 0,30$ $\frac{1}{3}\omega_c$.

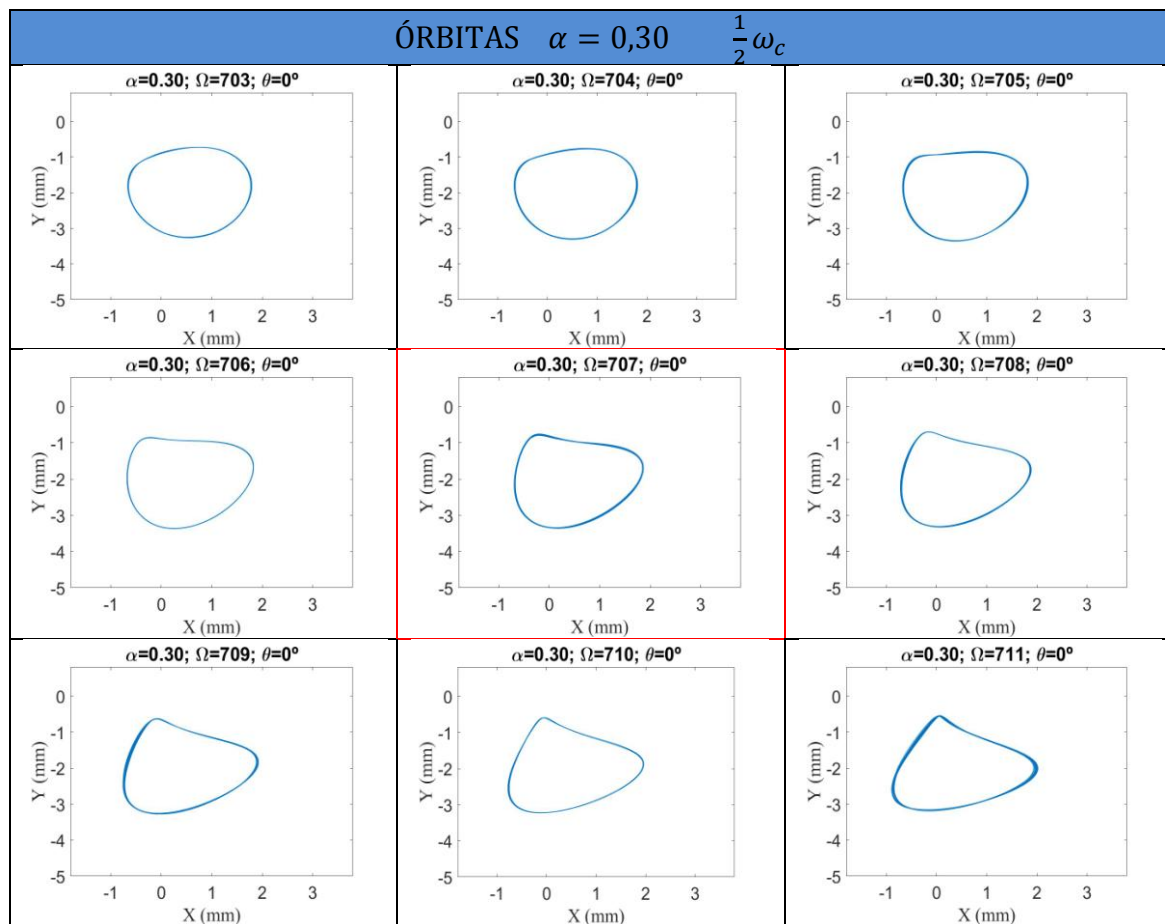
- Para $\frac{1}{2}\omega_c = 707$ rpm

$\alpha = 0,30$	$\frac{1}{2}\omega_c$
Ω (rpm)	Perímetro (mm)
703	6,325
704	6,352
705	6,432
706	6,523
707	6,658
708	6,561
709	6,606
710	6,679
711	6,748



a) Perímetros

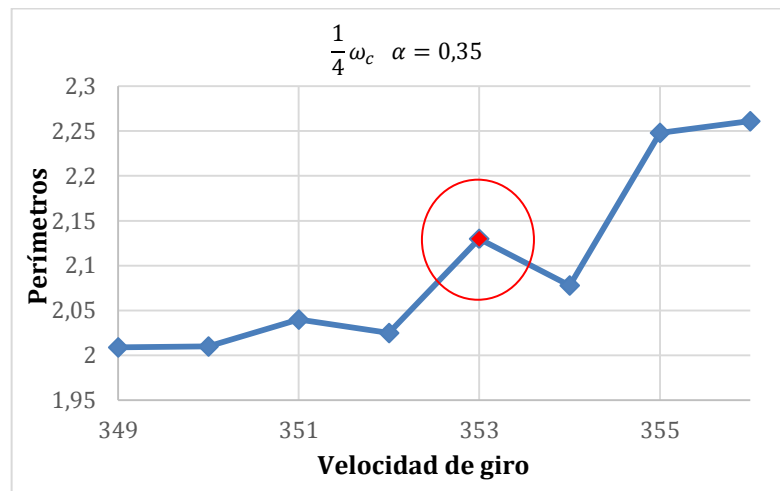
b) Gráfica de los perímetros

Figura 59. Perímetros y gráficos alrededor de $\frac{1}{2}\omega_c \alpha = 0,30$ Figura 60. Órbitas $\alpha = 0,30$ $\frac{1}{2}\omega_c$.

6.1.7 PROFUNDIDAD DE FISURA $\alpha=0,35$

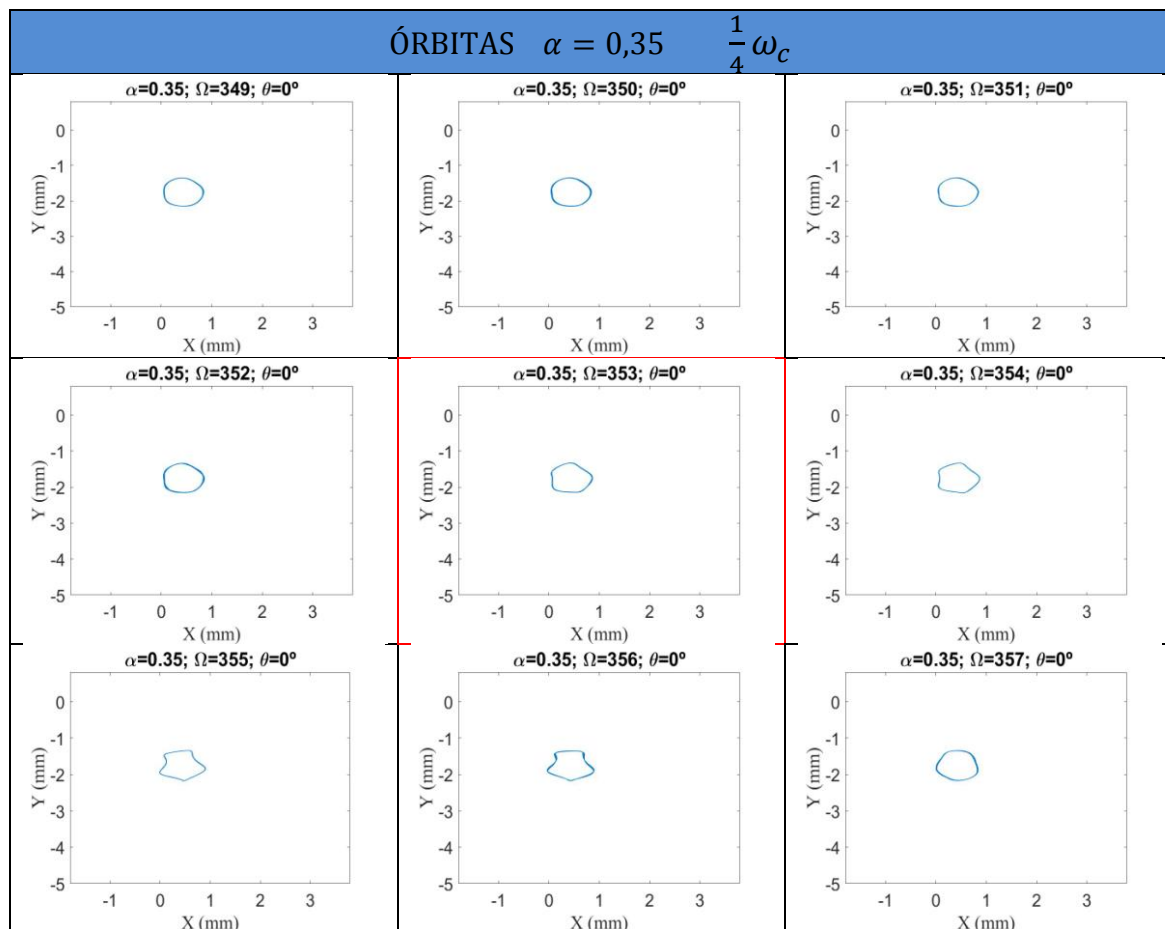
- Para $\frac{1}{4}\omega_c = 353 \text{ rpm}$

$\alpha = 0,35$	$\frac{1}{4}\omega_c$
Ω (rpm)	Perímetro (mm)
349	2,009
350	2,010
351	2,040
352	2,025
353	2,130
354	2,078
355	2,248
356	2,261



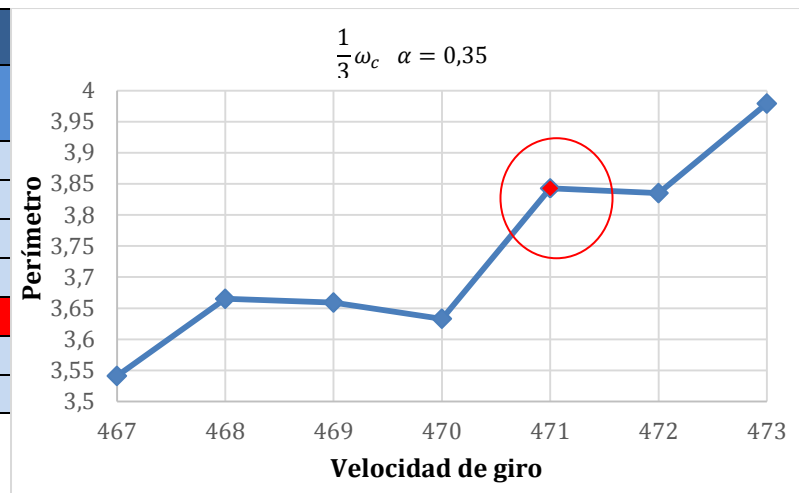
a) Perímetros

b) Gráfica de los perímetros

Figura 61. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{4}\omega_c \alpha = 0,35$ Figura 62. Órbitas $\alpha = 0,35 \frac{1}{4}\omega_c$.

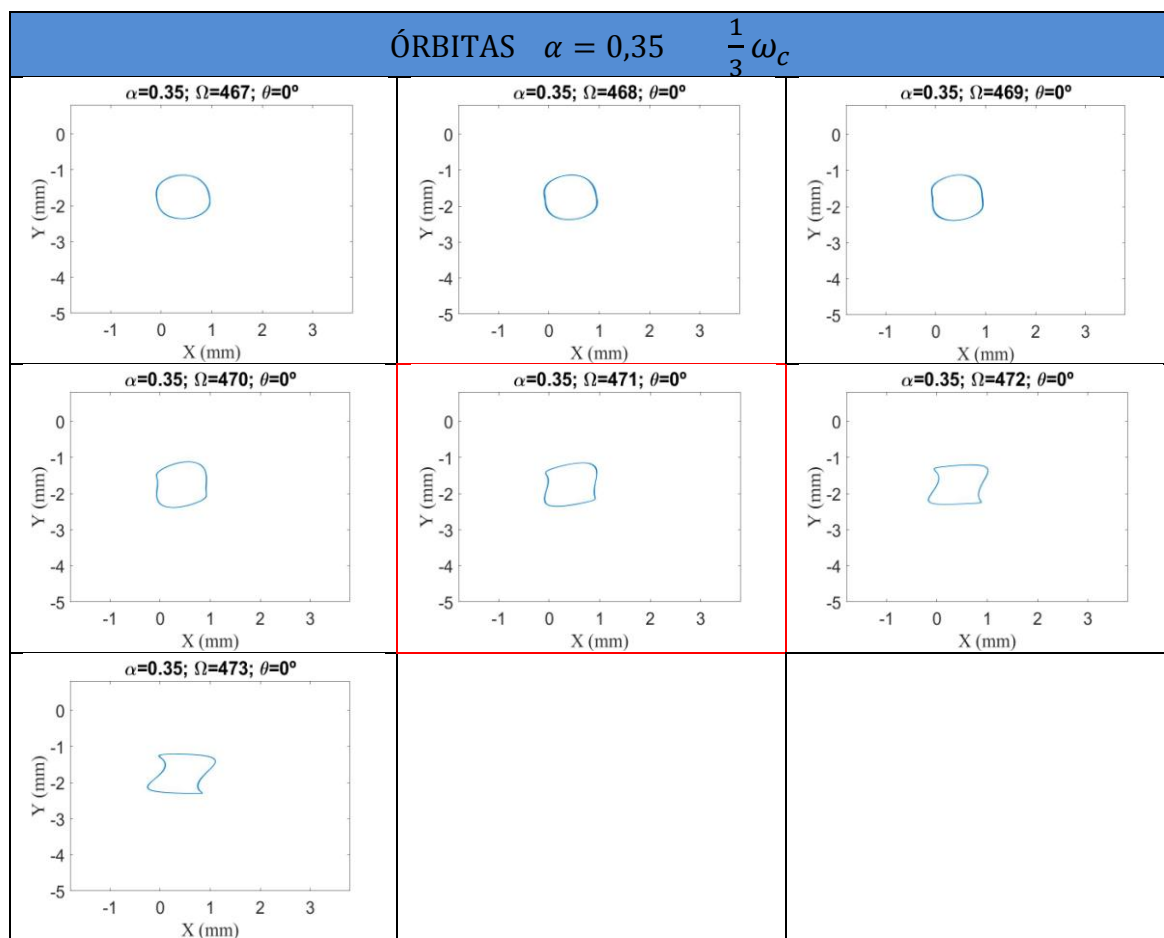
- Para $\frac{1}{3}\omega_c = 471 \text{ rpm}$

$\alpha = 0,35$	$\frac{1}{3}\omega_c$
Ω (rpm)	Perímetro (mm)
467	3,541
468	3,665
469	3,659
470	3,633
471	3,843
472	3,835
473	3,979



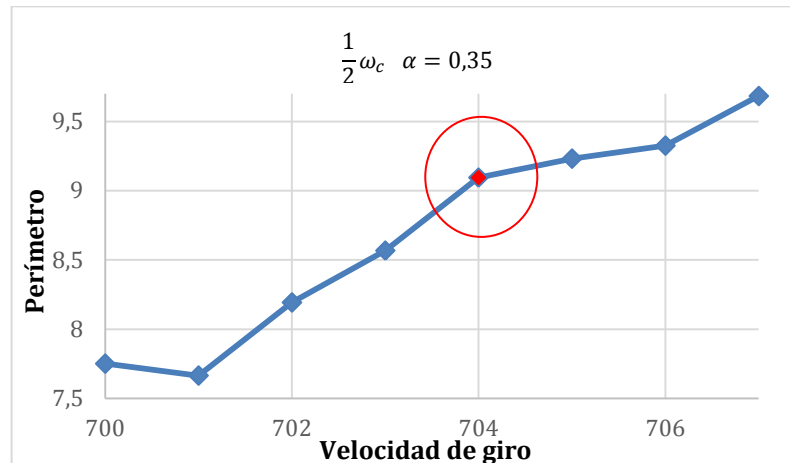
a) Perímetros

b) Gráfica de los perímetros

Figura 63. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{3}\omega_c \alpha = 0,35$ Figura 64. Órbitas $\alpha = 0,35 \frac{1}{3}\omega_c$.

- Para $\frac{1}{2}\omega_c = 704 \text{ rpm}$

$\alpha = 0,35$	$\frac{1}{2}\omega_c$
Ω (rpm)	Perímetro (mm)
700	7,751
701	7,665
702	8,193
703	8,569
704	9,095
705	9,232
706	9,326
707	9,684



a) Perímetros

b) Gráfica de los perímetros

Figura 65. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{2}\omega_c \alpha = 0,35$

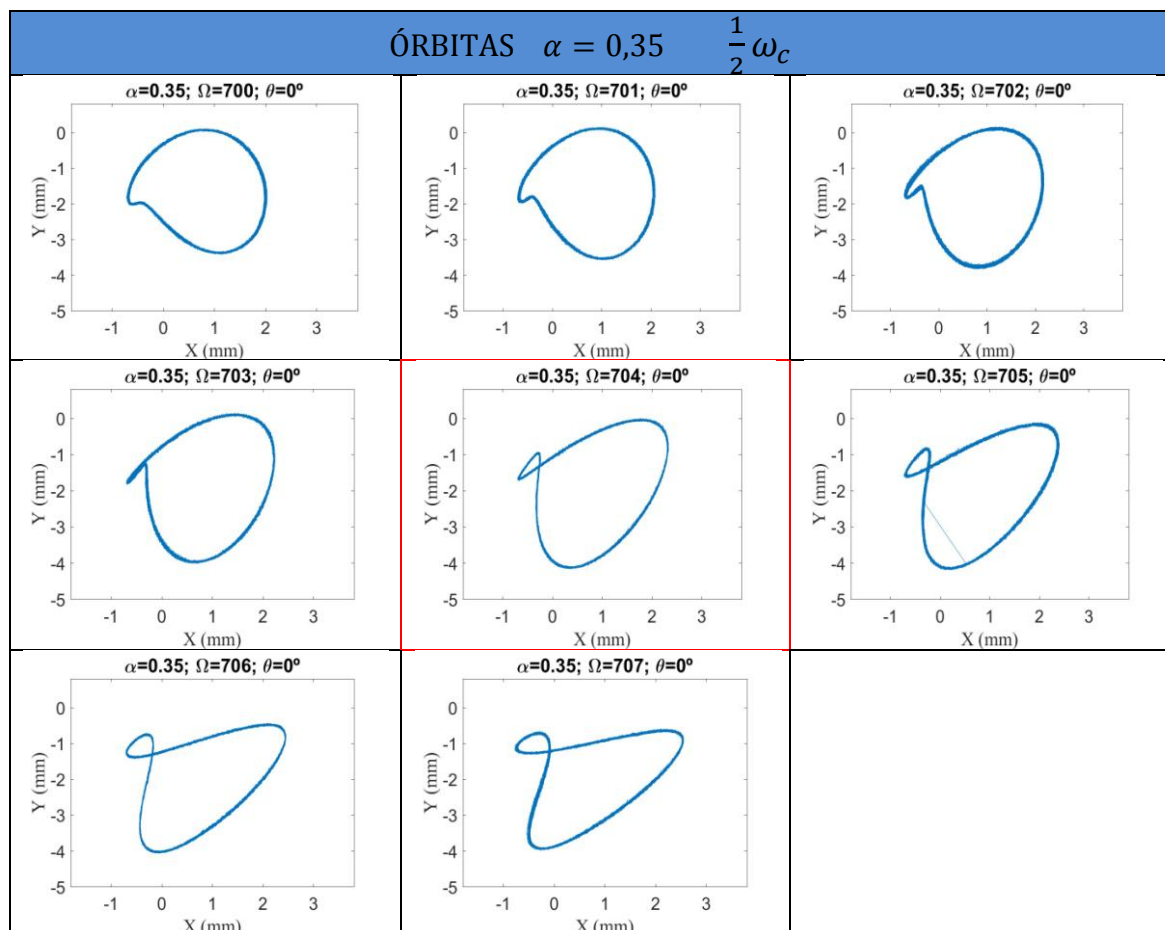


Figura 66. Órbitas $\alpha = 0,35$ $\frac{1}{2}\omega_c$.

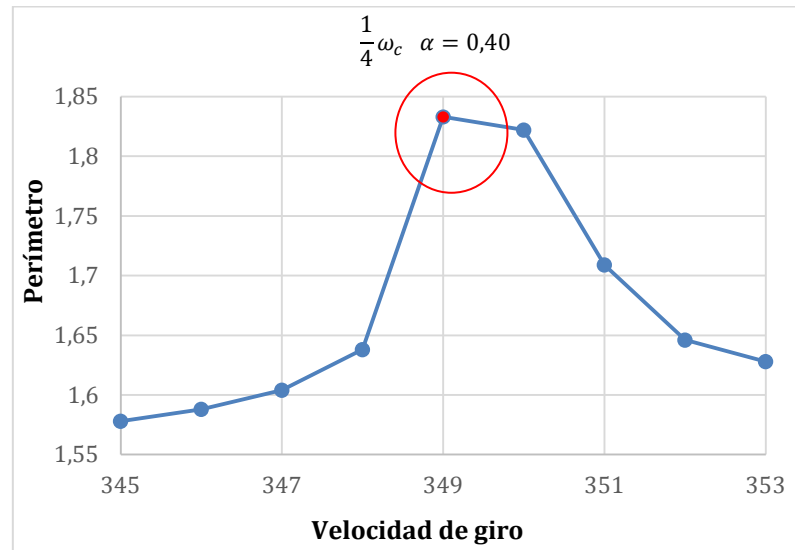
En este caso de $\alpha = 0,35$ en el rango de velocidades de giro alrededor de $\frac{1}{2}\omega_c$ se observa la aparición de lazos exteriores en vez de lazos interiores como se observa en la figura 65. Al observar la gráfica de la figura 65b) el pico formado por el perímetro de la velocidad subcrítica no es claro como en otros casos. Esto sucede porque el rango de velocidades de giro alrededor de $\frac{1}{2}\omega_c$ está en un momento de transición al pasar de la zona *forward whirling* a la zona *backward whirling*. (En la zona *forward whirling* se encuentran lazos interiores y en la zona *backward whirling* se encuentran lazos exteriores).

En la figura 65 se puede apreciar que la velocidad subcrítica de valor 704 rpm está en el inicio de la zona de *backward whirling*. Por este motivo, este caso se podría considerar como una excepción.

6.1.8 PROFUNDIDAD DE FISURA $\alpha=0,40$

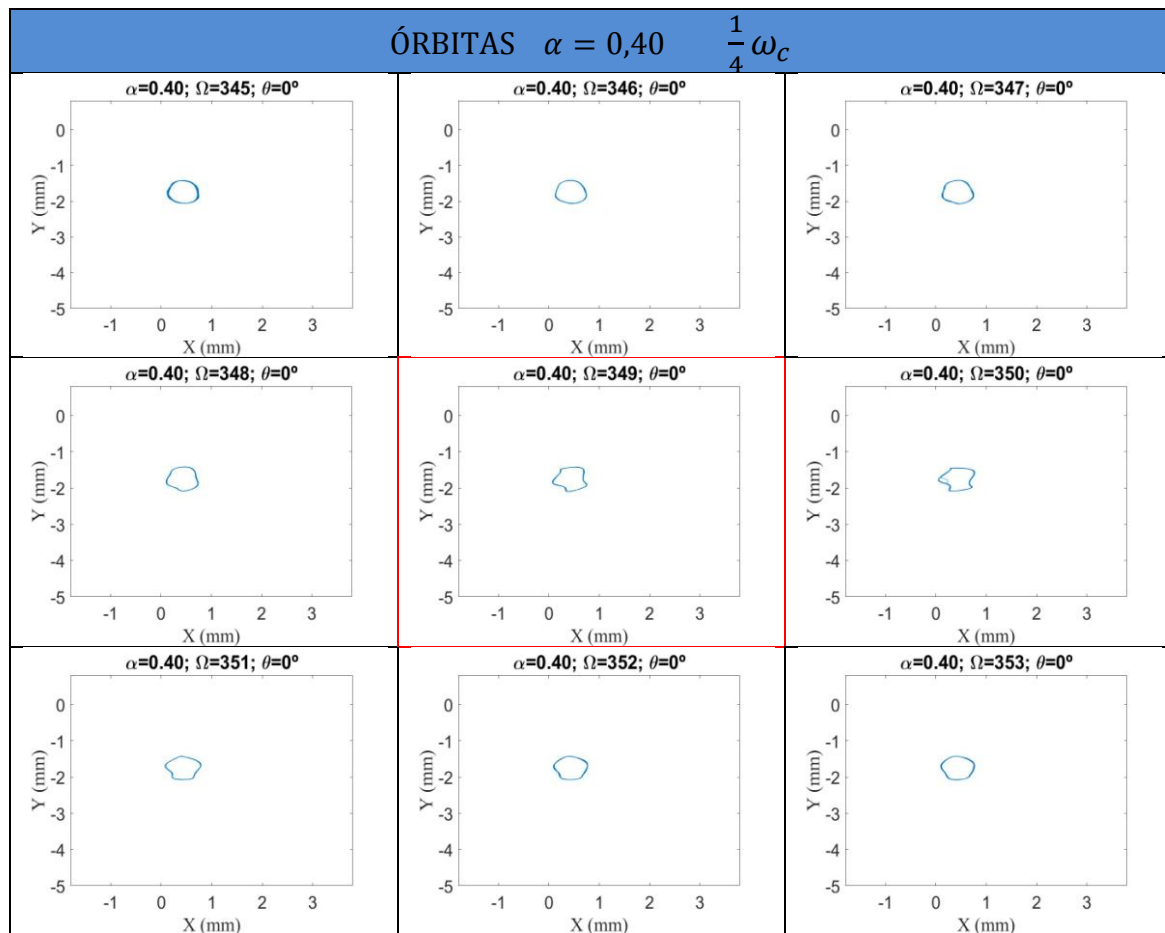
- Para $\frac{1}{4}\omega_c = 349$ rpm

$\alpha = 0,40$ $\frac{1}{4}\omega_c$	
Ω (rpm)	Perímetro (mm)
345	1,578
346	1,588
347	1,604
348	1,638
349	1,833
350	1,822
351	1,709
352	1,646
353	1,628



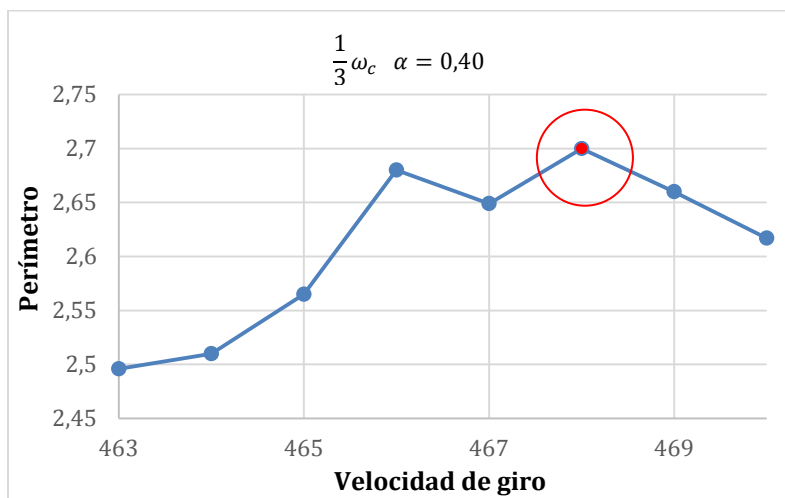
a) Perímetros

b) Gráfica de los perímetros

Figura 67. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{4}\omega_c$ $\alpha = 0,40$ Figura 68. Órbitas $\alpha = 0,40$ $\frac{1}{4}\omega_c$.

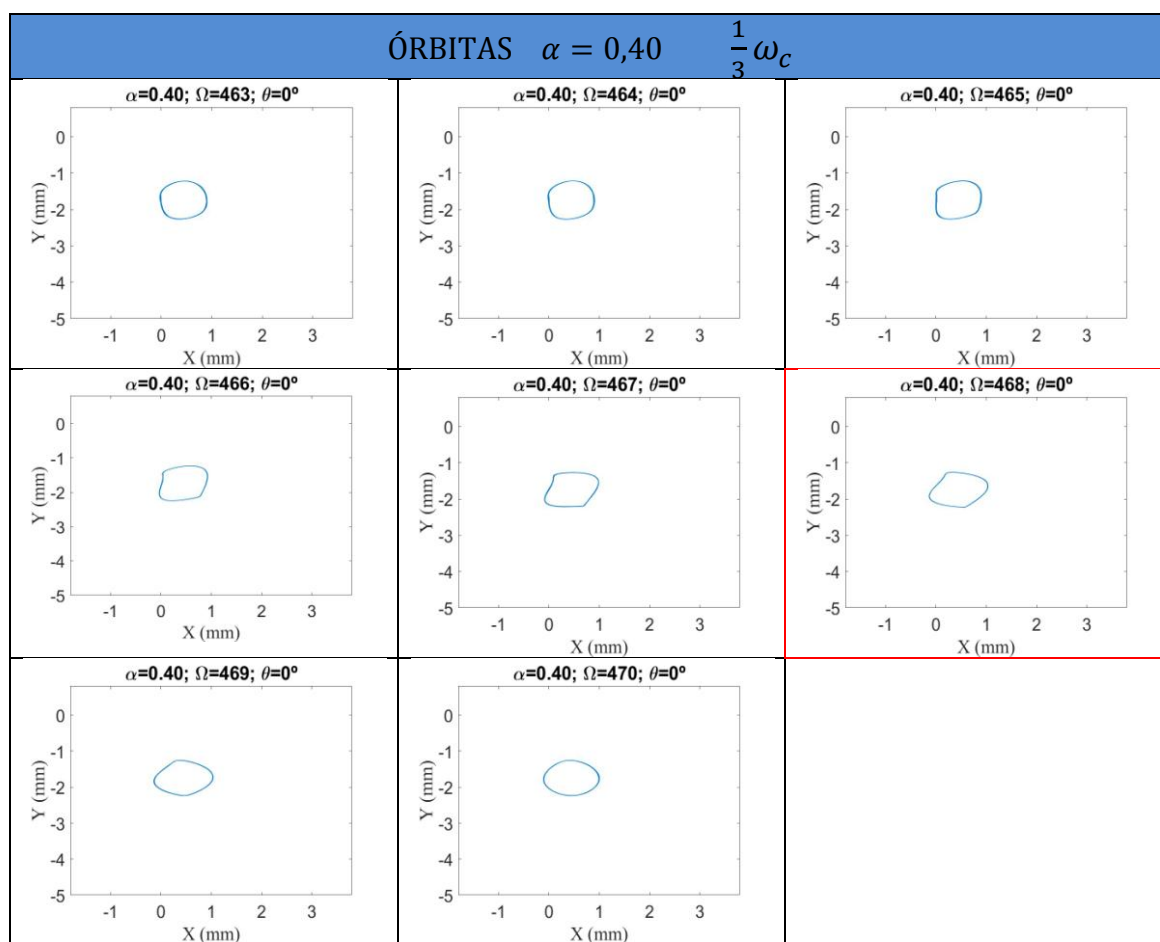
- Para $\frac{1}{3}\omega_c = 468 \text{ rpm}$

$\alpha = 0,40$	$\frac{1}{3}\omega_c$
Ω (rpm)	Perímetro (mm)
463	2,496
464	2,510
465	2,565
466	2,680
467	2,649
468	2,700
469	2,660
470	2,617



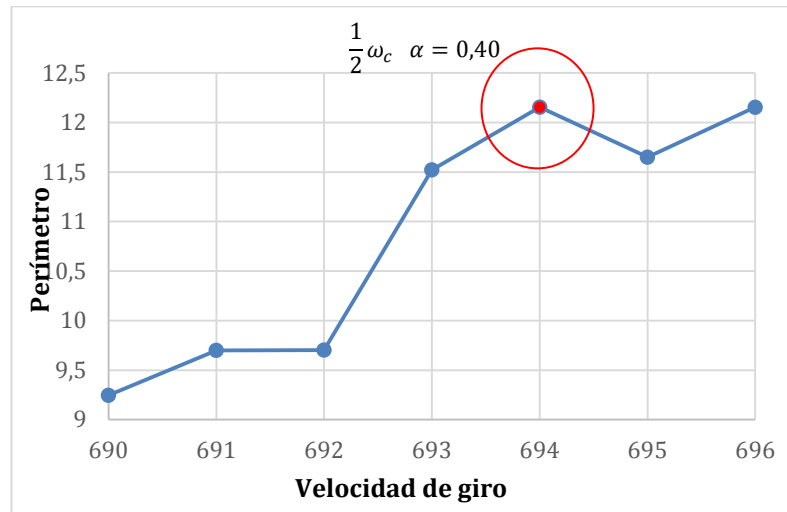
a) Perímetros

b) Gráfica de los perímetros

Figura 69. Perímetros y gráfico alrededor de $\frac{1}{3}\omega_c \alpha = 0,40$ Figura 70. Órbitas $\alpha = 0,40$ $\frac{1}{3}\omega_c$.

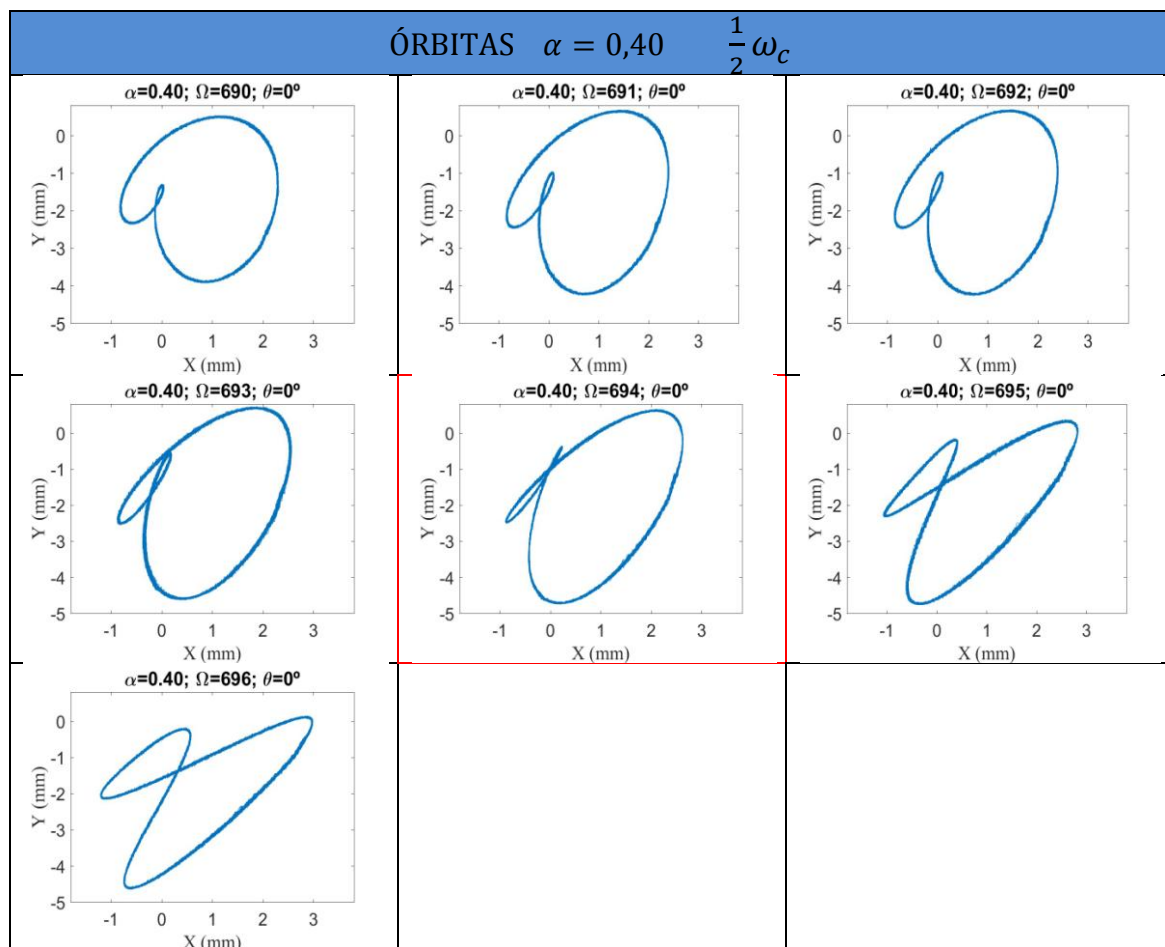
- Para $\frac{1}{2}\omega_c = 694$ rpm

$\alpha = 0,40$	$\frac{1}{2}\omega_c$
Ω (rpm)	Perímetro (mm)
690	9,246
691	9,700
692	9,703
693	11,522
694	12,154
695	11,65
696	12,154



a) Perímetros

b) Gráfica de los perímetros

Figura 71. Perímetros y gráfica alrededor de $\frac{1}{2}\omega_c \alpha = 0,40$ Figura 72. Órbitas $\alpha = 0,40 \frac{1}{2}\omega_c$.

6.1.9 RESULTADOS DE VELOCIDADES CRÍTICAS

En la siguiente tabla 8 se muestran todos los resultados de las velocidades críticas obtenidas a partir de las velocidades subcríticas de los apartados anteriores.

Tabla 8. Resultado de las Velocidades Críticas

VELOCIDADES CRÍTICAS			
α	Calculada a $\frac{1}{4} \omega_c$ (rpm)	Calculada a $\frac{1}{3} \omega_c$ (rpm)	Calculada a $\frac{1}{2} \omega_c$ (rpm)
$\alpha = 0,00$	$\omega_c = 1440$	$\omega_c = 1455$	$\omega_c = 1456$
$\alpha = 0,10$	$\omega_c = 1428$	$\omega_c = 1428$	$\omega_c = 1428$
$\alpha = 0,15$	$\omega_c = 1424$	$\omega_c = 1422$	$\omega_c = 1424$
$\alpha = 0,20$	$\omega_c = 1412$	$\omega_c = 1416$	$\omega_c = 1420$
$\alpha = 0,25$	$\omega_c = 1420$	$\omega_c = 1416$	$\omega_c = 1420$
$\alpha = 0,30$	$\omega_c = 1424$	$\omega_c = 1419$	$\omega_c = 1414$
$\alpha = 0,35$	$\omega_c = 1412$	$\omega_c = 1413$	$\omega_c = 1408$
$\alpha = 0,40$	$\omega_c = 1396$	$\omega_c = 1404$	$\omega_c = 1388$

Se observa en los resultados de la velocidad crítica que los valores no son exactamente iguales. Existen pequeñas diferencias causadas por dos motivos:

- La resolución del equipo es de 1 rpm.
- El otro motivo de diferencia en las soluciones es la inestabilidad de los datos a baja velocidad de giro. Al aumentar la velocidad giro (rangos alrededor de $\frac{1}{3} \omega_c$ y $\frac{1}{2} \omega_c$) se estabilizan los resultados y se obtiene mejor información.

En la tabla 8 se aprecia que al aumentar la profundidad de fisura la velocidad crítica disminuye, lo que significa que al incrementar el valor de α se llega antes a la rotura del eje.

A continuación se ha realizado un análisis del crecimiento de las órbitas en función de las velocidades de giro. En la tabla 9 se muestran los crecimientos en % del perímetro de las órbitas cuando pasan de un rango de velocidades a otro. Por ejemplo en el caso de la $\alpha = 0,15$ el perímetro crece un 25,59% cuando pasa del rango alrededor de $\frac{1}{4} \omega_c$ a $\frac{1}{3} \omega_c$ y cuando pasa del rango de $\frac{1}{3} \omega_c$ a $\frac{1}{2} \omega_c$ el perímetro de la órbita crece un 52,34%. Se observa un mayor crecimiento del perímetro en % al acercarse a la velocidad crítica. En los demás casos sucede lo mismo excepto en la $\alpha = 0,30$. En este caso el crecimiento al pasar de $\frac{1}{4} \omega_c$ a $\frac{1}{3} \omega_c$ es mayor que de

$\frac{1}{3} \omega_c$ a $\frac{1}{2} \omega_c$. Sin embargo, la diferencia de ambos crecimientos es muy pequeño como se puede observar en la tabla.

Tabla 9. Crecimiento en % del perímetro de las órbitas.

Profundidad de fisura	Crecimiento (%) entre $\frac{1}{3} \omega_c$ y $\frac{1}{4} \omega_c$	Crecimiento (%) entre $\frac{1}{2} \omega_c$ y $\frac{1}{3} \omega_c$
$\alpha = 0,00$	45,19%	48,31%
$\alpha = 0,10$	32,59%	53,39%
$\alpha = 0,15$	25,59%	52,34%
$\alpha = 0,20$	28,52%	54,24%
$\alpha = 0,25$	27,96%	59,02%
$\alpha = 0,30$	47,52%	47,22%
$\alpha = 0,35$	41,37%	55,15%
$\alpha = 0,40$	31,60%	77,95%

6.2 INDICADORES DE PROPAGACIÓN DE FISURA

Con el objetivo de obtener indicadores que demuestren que la fisura ha propagado se relacionan las profundidades de fisura con los perímetros obtenidos en las velocidades subcríticas, $\frac{1}{2} \omega_c$, $\frac{1}{3} \omega_c$ y $\frac{1}{4} \omega_c$. A continuación, en las tablas 9, 10 y 11 se muestran los valores que se quieren relacionar.

Tabla 10. Profundidad de fisura y el perímetro $\frac{1}{2} \omega_c$.

α	$\frac{1}{2} \omega_c$ (rpm)	Perímetro (mm)
0,00	728	6,208
0,10	714	6,035
0,15	712	6,618
0,20	710	7,325
0,25	710	5,723
0,30	707	6,658
0,35	703	7,154
0,40	694	12,525

Tabla 11. Profundidad de fisura y el perímetro $\frac{1}{3} \omega_c$.

α	$\frac{1}{3} \omega_c$ (rpm)	Perímetro (mm)
0,00	485	3,209
0,10	476	2,813
0,15	474	3,154
0,20	472	3,347
0,25	472	2,285
0,30	473	3,514
0,35	471	3,162
0,40	466	2,68

Tabla 12. Profundidad de fisura y el perímetro $\frac{1}{4} \omega_c$.

α	$\frac{1}{4} \omega_c$ (rpm)	Perímetro (mm)
0,00	360	1,759
0,10	357	1,889
0,15	356	2,347
0,20	353	2,396
0,25	355	1,646
0,30	356	1,844
0,35	353	2,13
0,40	349	1,833

Se deseaba obtener una relación entre la profundidad de fisura y el perímetro de las órbitas. Como se puede observar en las tablas 10, 11 y 12 no se puede extraer de ellas ningún tipo de indicador de la propagación de la fisura. Por ejemplo en la tabla 10 se puede apreciar una relación entre α y $\frac{1}{2} \omega_c$, al aumentar la profundidad de fisura disminuye el valor de la velocidad subcrítica, esta relación tiene sentido ya que al aumentar la profundidad de fisura se llega antes a la velocidad crítica. Sin embargo, al observar los valores de los perímetros y α no se encuentra ninguna relación. Esto posiblemente sucede porque las condiciones al realizar el ensayo no son las mismas en todos los ejes. Como se propone en el apartado de Trabajos Futuros, sería necesario repetir la toma de datos en el banco de ensayo controlando las fuerzas aplicadas en las mordazas, utilizando una lleva dinamométrica. De esta manera, sería posible obtener una relación entre la propagación de fisura y el perímetro, la cual simbolizaría la propagación de fisura.

Capítulo 7. Conclusiones y trabajos futuros.

7.1 CONCLUSIONES.

En el presente proyecto se ha realizado un estudio experimental del comportamiento de un eje fisurado, del cual se han obtenido las siguientes conclusiones:

- Se han realizado ocho ensayos con diferentes ejes entallados con anterioridad para obtener los valores numéricos de sus desplazamientos horizontales y verticales. Con dichos desplazamientos se han obtenido las órbitas que han permitido realizar el análisis del trabajo.
- Mediante la forma de las órbitas se han obtenido los tres rangos de velocidades subcríticas, alrededor de $\frac{1}{2}\omega_c$, $\frac{1}{3}\omega_c$ y $\frac{1}{4}\omega_c$, objeto del estudio.
- Se han analizado los perímetros de cada órbita en los diferentes rangos de velocidades, ha sido posible obtener el valor exacto de la velocidad crítica para cada profundidad de fisura estudiada. Los perímetros de las velocidades subcríticas son mayores que los perímetros de las órbitas vecinas. Por lo tanto, se puede concluir diciendo que el Método del análisis del perímetro de las órbitas funciona y da una solución correcta, al dar resultados muy semejantes a los del Método del análisis del cociente de amplitudes del espectro de frecuencias.
- Se observa la relación que existe entre la profundidad de fisura y la velocidad crítica, al aumentar el valor de α disminuye la velocidad crítica correspondiente siendo más fácil que el eje llegue a la rotura.
- El crecimiento del perímetro no es igual a lo largo de las velocidades de giro. Se observa que el perímetro se incrementa más al pasar del rango de velocidades alrededor de $\frac{1}{3}\omega_c$ a $\frac{1}{2}\omega_c$ que al pasar de $\frac{1}{4}\omega_c$ a $\frac{1}{3}\omega_c$.
- No ha sido posible obtener un indicador de propagación de la fisura relacionando el perímetro de la órbita con la profundidad de fisura. Uno de

los posibles motivos es imposibilidad de controlar la fuerza aplicada en las mordazas a la hora de montar el banco de ensayos. Para poder comprobar si existe un indicador de propagación de fisuras sería necesario utilizar una llave dinamométrica, la cual permitiría medir la fuerza aplicada en cada ensayo. De esta manera, se realizarían todos los ensayos con el mismo valor de fuerza.

7.2 TRABAJOS FUTUROS.

Después de los resultados obtenidos en este trabajo y sus conclusiones se pueden exponer diferentes posibles trabajos futuros que permitirían mejorar los resultados de este proyecto y avanzar en el análisis del comportamiento de los ejes fisurados:

- Controlar las condiciones de toma de datos en el banco de ensayos, ajustando la fuerza de apriete aplicada en los apoyos del eje. De esta manera, los ensayos se realizarían en las mismas condiciones y los resultados serían comparables, de tal forma que se podrían obtener indicadores de propagación de las fisuras relacionando la profundidad de fisura con el perímetro de las órbitas.
- Para evitar las pequeñas diferencias en el resultado de las velocidades críticas obtenidas a partir de $\frac{1}{2}\omega_c$, $\frac{1}{3}\omega_c$ y $\frac{1}{4}\omega_c$ sería de positivo aumentar la resolución del equipo el cual es de 1rpm. De esta manera, se obtendría un valor de la velocidad crítica mucho más exacto.
- En el presente trabajo se ha utilizado un único valor de ángulo de excentricidad ($\theta = 0^\circ$), sería recomendable realizar el estudio del comportamiento del eje con diferentes ángulos de excentricidad. De esta manera, se podría determinar cuál es la posición de la masa excéntrica más desfavorable para la propagación de una fisura en un eje.
- Estudiar más profundidades de fisura para poder llegar a obtener una expresión que relacione el perímetro de la órbita con la profundidad de fisura.

Capítulo 8. Presupuesto y Diagrama de Gantt.

8.1 PRESUPUESTO.

Los conceptos incluidos en el presupuesto de este proyecto se pueden dividir de la siguiente forma:

- **Coste personal**

Se incluyen las horas dedicadas tanto por el alumno como aquellas dedicadas por el tutor.

	Horas de trabajo	Coste horario (€/h)	Coste total (€)
Alumno	385	15	5775
Profesor	60	50	3000
		TOTAL	8775 €

- **Coste de herramientas y software de trabajo**

Se incluye el ordenador necesario para realizar el trabajo, así como el software empleado para obtener las órbitas, Solid Edge, y los perímetros, Matlab. Y por último la licencia Microsoft Office utilizada para el análisis del trabajo y la memoria.

Producto	Precio (€)	Periodo de amortización	Tiempo de uso	Coste (€)
Ordenador portátil	800	4 años	7 meses	117
Microsoft Office	150	1 año	5 meses	37,5
Solid Edge ¹	-	-	3 meses	-
Matlab ²	-	-	4 meses	-
			TOTAL	154,5 €

TOTAL	8.929,5 €
--------------	------------------

¹ La licencia del programa Solid Edge Estudiante es gratuita.

² La licencia del programa Matlab Estudiante es gratuita.

8.2 DIAGRAMA DE GANTT.

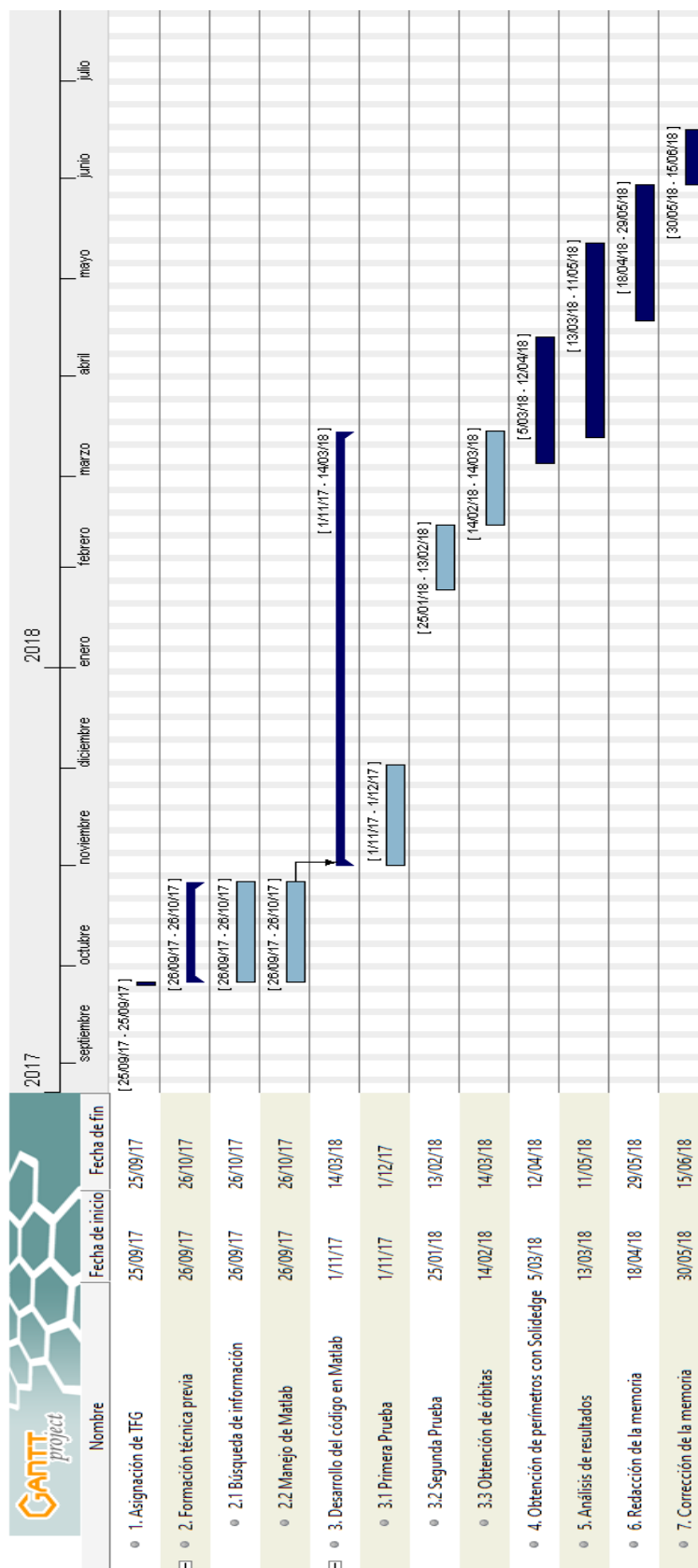


Figura 73. Diagrama de Gantt.

Capítulo 9. Bibliografía.

- [1]. A. Zambrano Reyes. “Estudio numérico-analítico de la respuesta vibratoria de ejes fisurados”, Tesis doctoral, Instituto Politécnico Nacional, México, 2005.
- [2]. MecFlux, “Turbinas industriais”, Blog_MecFlux, 23 julio 2017. [En línea]. Disponinle en: <http://www.mecflux.com.br/turbinas-industriais/>. Última visita 3 abril 2018.
- [3]. Geri Walton, “ Versailles railway accidente of 1842”, Blog Geri Walton, 6 mayo 2016. [En línea]. Disponible en: www.geriwalton.com/versailles-railway-accident-of-1842/. Última visita 3 abril 2018.
- [4]. W.J MacQuorn Rankine. *On the centrifugal force of rotating shafts*. Engineer (1869), Vol 27, 249-249.
- [5]. L. Montero García. “Estudio numérico y experimental de un eje giratorio fisurado. Determinación del Factor de Intensidad de Tensiones”, Tesis doctoral, Dpto. de Ingeniería Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid, España, 2017.
- [6]. S. Dunkerley, «On the whirling and vibrations of shafts», *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. A*, vol. 185, págs. 279-360, 1894.
- [7]. H Jeffcott, «The lateral vibration of loaded shafts in neighbourhood of a whirling speed: The effect of want of balance», *Philosophical Magazine*, Ser. 6, vol. 37, págs. 304-314, 1919.
- [8]. A. Stodola. “Damf –und Gas Turbine”, 1924.
- [9]. R Chan y T Lai, «Digital simulation of a rotating shaft with a transverse crack», *Appl. Math. Modelling*, vol. 19, 1995.
- [10]. T. C. Tsai, Y. Z. Wang. *Vibration analysis and diagnosis of a cracked shaft*. Journal of Sound and Vibration (1996) 192 (3), 607-620.
- [11]. J. Gómez Mancilla, V. Nossov, A. Zambrano Reyes. “Modelo del Rotor de Jeffcott extendido desbalanceado y fisurado y su tratamiento numérico”, Laboratorio Vibraciones y Rotodinámica, Instituto Politécnico Nacional, México, 2003.
- [12]. R. Surovec, J. Bocko, J. Sarlosi. “ Lateral Rotor Vibration Analysis Model” , Facultad de Ingeniería Mecánica, Univeridad técnica de Kosice Letná, Slovakia. [En línea] Disponible en: <http://pubs.sciepub.com/ajme/2/7/23/>. Última visita 15 abril 2018.

- [13].E. Estanheiro Mota. “Análisis experimental de la evolución de las órbitas y el frente de fisura de un eje giratorio”, Trabajo de Fin de Grado, Dpto. de Ingeniería Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid, España, 2016.
- [14].A. Ramírez Macías. “Diseño, construcción e instrumentación de un sistema rotor-chumaceras basado en el modelo Jeffcott para el análisis de vibraciones”, Proyecto Fin de Carrera, Universidad Tecnológica de la Mixteca, México, 2013.
- [15].L. González Pozuelo. “Estudio experimental de un eje fisurado giratorio. Cálculo de la velocidad crítica”. Trabajo de Fin de Grado, Dpto. de Ingeniería Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid, España, 2017.
- [16].J. J. Sinou. Experimental response and vibrational characteristics of a slotted rotor. 14:3179 – 3194, 2009.
- [17].Gómez García, María Jesús. Apuntes de Aula Global UC3M, asignatura: Mantenimiento y diagnostico de máquinas, 2016/17, “Clasificación de señales, muestreo y monitorización y diagnosis de defectos en máquinas rotativas”, Grado en Ingeniería Mecánica.
- [18].J.L. San Román García, B. Muñoz Abella, B. López Boada. Apuntes de Aula Global UC3M, asignatura: Cálculo y diseño de máquinas, 2017/18, “Resistencia a fatiga”, Grado en Ingeniería Mecánica.
- [19].Gómez García, María Jesús. Apuntes de Aula Global UC3M, asignatura: Mantenimiento y diagnostico de máquinas, 2016/17, “Introducción al mantenimiento de máquinas”, Grado en Ingeniería Mecánica.
- [20].Federación castellano manchega de amigos del ferrocarril, “Accidentes Ferroviarios en España”. [En línea]. Disponible en: <http://fcmf.es/accidentes ferroviarios.htm> Última visita 7 mayo 2018.
- [21].Ministerio de Fomento, “Investigación de incidente nº 0064/2012 ocurrido el 08.10.2012” [En línea]. Disponible en: <http://www.fomento.gob.es/nr/rdonlyres/2ca477f6-c95d-4ae4-a508-98d7c10caee0/119636/if081012250613ciaf.pdf> Última visita el 9 mayo 2018.
- [22].Ministerio de Fomento, “Investigación de incidente nº 0036/2013 ocurrido el 26.03.2013” [En línea]. Disponible en: <https://www.fomento.gob.es/NR/rdonlyres/80239846-907E-47A2-A914-FFF5BD9A7299/126001/IF260313240614CIAF1.pdf> Última visita el 9 mayo 2018.
- [23].El País artículos, Miguel González, “Corrigen el informa final del accidente mortal de un caza F-5”, 12 abril 2015. [En línea]. Disponible en: https://politica.elpais.com/politica/2015/04/12/actualidad/1428856062_946963.html Última visita el 9 mayo 2018.

- [24]. REGLAMENTO (UE) N° 1230/2012 DE LA COMISIÓN, 12 diciembre 2012 <https://www.boe.es/doue/2012/353/L00031-00079.pdf> Última visita el 11 mayo 2018.
- [25]. TMV, [En línea]. Disponible en: <http://www.tmv.com.mx/servicio-de-mantenimiento-predictivo.html> Última visita el 18 mayo 2018.
- [26]. M Al-Shudeifat, E Butcher y C Stern, «General harmonic balance solution of a cracked rotor-bearing-disk system for harmonic and sub-harmonic analysis: Analytical and experimental approach», *International Journal of Engineering Science*, vol. 48, págs. 921-935, 2010.
- [27]. C. Rodríguez y V. Steffen, «Diagnosis of cracked shafts by monitoring the transient motion response», *Proceedings of the XII International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics*, 2007.
- [28]. S. E. Arem y M. B. Zid, «On a systematic approach for cracked rotating shaft study: Breathing mechanism, dynamics and instability», *Nonlinear Dynamics*, 2017.
- [29]. L. N. Virgin, J. D. Knight y R. H. Plaut, «A new method for predicting critical speeds in rotordynamics», *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2016.
- [30]. J. J. Sinou. Experimental response and vibrational characteristics of a slotted rotor. 14:3179 – 3194, 2009.

